BEST AVAILABLE COPY

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-310045
(43)Date of publication of application : 24.11.1998

(51)Int.Cl. B60T 8/44
B60T 8/46

(21)Application number : 09-183852
(22)Date of filing : 09.07.1997

(71)Applicant : DENSO CORP
(72)Inventor : TERAO SHUSUKE
SAWADA MAMORU

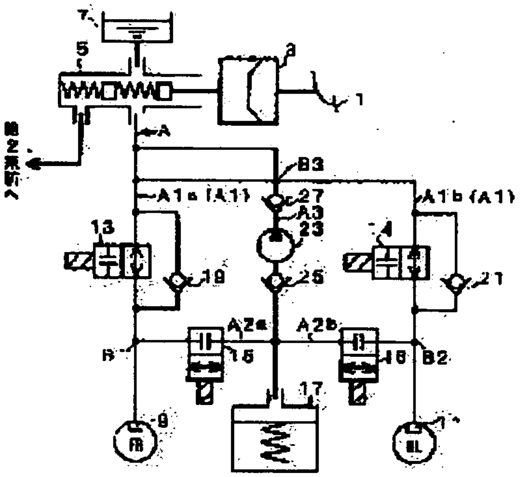
(30)Priority

Priority number	Priority date	Priority country
08185094	15.07.1996	JP
09 59610	13.03.1997	JP

(54) BRAKING DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve braking performance as the whole of a vehicle by moving brake fluid of a wheel cylinder of a first wheel approaching a road surface limit of two wheels of a piping system to the wheel cylinder of a second wheel which is remote from the road surface limit at the time of braking the vehicle.
SOLUTION: This braking device is provided with two piping systems. When a brake pedal 1 is stepped, only a first pressure reduction control valve 15 is made a communicated state and brake hydraulic pressure of a first wheel cylinder 9 is rapidly reduced because first and second pressure intensifying control valves 13, 14 are communicated states and a second pressure reduction control valve 16 is in an interruption state when a wheel slip amount of a right front wheel FR is more than a reference value in a first piping system A, for instance. At this time, a pump 23 is driven, brake fluid is supplied from a reservoir 17 to a second wheel cylinder 11 through a pipe line A1 and the hydraulic pressure is intensified. Thus, the right wheel FR does not fall into wheel lock and braking force of total of both the wheels is increased.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]	05.09.2003
[Date of sending the examiner's decision of rejection]	
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]	
[Date of final disposal for application]	
[Patent number]	
[Date of registration]	
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]	
[Date of extinction of right]	

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]
[Claim 1] The brake pedal operated by crew at the time of car braking, and a brake fluid pressure generating means to generate the brake fluid pressure according to actuation of this brake pedal, 1st wheel damping force generating means for the brake fluid pressure from this brake fluid pressure generating means to be transmitted, and to generate damping force for the 1st wheel, 2nd wheel damping force generating means for the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means to be transmitted, and to generate damping force for the 2nd wheel, The 1st duct which opens the said brake fluid pressure generating means, said 1st, and 2nd wheel damping force generating means for free passage, this -- with a hold means by which the brake fluid in the 1st duct can be held, a decision means to judge whether said the 1st wheel and 2nd wheel approached the road surface limitation, respectively, and this decision means When said 1st wheel is judged to have approached the road surface limitation The 1st control means which holds the brake fluid in said brake fluid pressure generating means and said 1st wheel damping force generating means in coincidence through said 1st duct at said hold means, The brake gear for cars characterized by equipping abbreviation coincidence with the suction regurgitation means which carries out the regurgitation of the brake fluid held in said hold means all over said 1st duct when said 1st control means is performed.
[Claim 2] The brake pedal operated by crew at the time of car braking, and a brake fluid pressure generating means to generate the brake fluid pressure according to actuation of this brake pedal, 1st wheel damping force generating means for the brake fluid pressure from this brake fluid pressure generating means to be transmitted, and to generate damping force for the 1st wheel, 2nd wheel damping force generating means for the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means to be transmitted, and to generate damping force for the 2nd wheel, The 1st duct which opens the said brake fluid pressure generating means, said 1st, and 2nd wheel damping force generating means for free passage, this -- with a hold means by which the brake fluid in the 1st duct can be held, a decision means to judge whether said the 1st wheel and 2nd wheel approached the road surface limitation, respectively, and this decision means When said 1st wheel is judged to have approached the road surface limitation Through said 1st duct with the 1st control means which holds the brake fluid in said brake fluid pressure generating means and said 1st wheel damping force generating means in coincidence at said hold means, and said decision means When said 2nd wheel is judged to have approached the road surface limitation The 2nd control means which holds the brake fluid in said brake fluid pressure generating means and said 2nd wheel damping force generating means in coincidence through said 1st duct at said hold means, The brake gear for cars characterized by equipping abbreviation coincidence with the suction regurgitation means which carries out the regurgitation of the brake fluid held in said hold means all over said 1st duct when said the 1st control means or said 2nd control means is performed.
[Claim 3] The brake pedal operated by crew at the time of car braking, and a brake fluid pressure generating means to generate the brake fluid pressure according to actuation of this brake pedal, 1st wheel damping force generating means for the brake fluid pressure from this brake fluid pressure generating means to be transmitted, and to generate damping force for the 1st wheel, 2nd wheel damping force generating means for the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means to be transmitted, and to generate damping force for the 2nd wheel, The 1st duct where it extends from said brake fluid pressure generating means, branch separation is carried out on the way, and each edge is connected to said 1st and 2nd wheel damping force generating means, this -- with a hold means by which the brake fluid in the 1st duct can be held, and the 1st reflux duct where an end is connected to

said 1st wheel damping force generating means through said 1st duct, and the other end is connected to said hold means The 2nd reflux duct where an end is connected to said 2nd wheel damping force generating means through said 1st duct, and the other end is connected to said hold means, The 1st regulator valve which is arranged in said 1st reflux duct, and opens for free passage and intercepts the 1st reflux duct concerned, With the 2nd regulator valve which is arranged in said 2nd reflux duct, and opens for free passage and intercepts the 2nd reflux duct concerned, a decision means to judge whether said the 1st wheel and 2nd wheel approached the road surface limitation, respectively, and this decision means When said 1st wheel is judged to have approached the road surface limitation When said 2nd wheel is judged to have approached the road surface limitation by the 1st control means which controls said 1st regulator valve in the free passage condition from a cut off state, and said decision means The 2nd control means which controls said 2nd regulator valve in the free passage condition from a cut off state, The brake gear for cars characterized by equipping abbreviation coincidence with the suction regurgitation means which carries out the regurgitation of the brake fluid held in said hold means all over said 1st duct when said the 1st control means or said 2nd control means is performed.

[Claim 4] Said claims 1-3 characterized by making a judgment by said decision means based on the amount of wheel slips are the brake gears for cars of a publication either.

[Claim 5] Said claims 1-3 characterized by making a judgment by said decision means based on a wheel slip addition value are the brake gears for cars of a publication either.

[Claim 6] Said claims 1-3 characterized by making a judgment by said decision means based on slip ratio are the brake gears for cars of a publication either.

[Claim 7] Said claims 1-3 characterized by making a judgment by said decision means based on wheel cylinder pressure are the brake gears for cars of a publication either.

[Claim 8] Furthermore, said claims 1-7 characterized by having adjusted the brake fluid pressure in said wheel damping force generating means, and having the antiskid-control means which keeps a braking condition the optimal are the brake gears for cars of a publication either.

[Claim 9] A brake fluid pressure generating means to generate the 1st brake fluid pressure at the time of car braking, 1st wheel damping force generating means to generate wheel damping force for the 1st wheel in response to the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means, 2nd wheel damping force generating means to generate wheel damping force for the 2nd wheel in response to the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means, The duct which opens said brake fluid pressure generating means and said 1st and 2nd wheel damping force generating means for free passage, Intercepting a flow of the brake fluid between said 1st wheel damping force generating means and said 2nd wheel damping force generating means The 1st reduced pressure means which decompresses the brake fluid pressure concerning said 1st wheel damping force generating means, this -- with the suction regurgitation means which attracts the brake fluid to have decompressed with the 1st reduced pressure means, and carries out the regurgitation towards said 2nd wheel damping force generating means The brake gear for cars characterized by having a maintenance means to maintain this 2nd brake fluid pressure when the brake fluid pressure in said 2nd wheel damping force generating means turns into the 2nd brake fluid pressure higher than said 1st brake fluid pressure with activation of this suction regurgitation means.

[Claim 10] A brake fluid pressure generating means to generate the 1st brake fluid pressure at the time of car braking, 1st wheel damping force generating means to generate wheel damping force for the 1st wheel in response to the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means, 2nd wheel damping force generating means to generate wheel damping force for the 2nd wheel in response to the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means, The duct which opens the said brake fluid pressure generating means, said 1st, and 2nd wheel damping force generating means for free passage, Intercepting a flow of the brake fluid between said 1st wheel damping force generating means and said 2nd wheel damping force generating means The 1st reduced pressure means which decompresses the brake fluid pressure concerning said 1st wheel damping force generating means, Intercepting a flow of the brake fluid between said 1st wheel damping force generating means and said 2nd wheel damping force generating means The 2nd reduced pressure means which decompresses the brake fluid pressure concerning said 2nd wheel damping force generating means, The control means which performs one side of said 1st or 2nd reduced pressure means according to car-body behavior, At the time of activation of said control means, while was decompressed by the reduced pressure means for [by the control means concerned] control activation, and the decompressed brake fluid from a wheel damping force generating means is attracted. When the brake fluid pressure in the wheel damping force generating means of said another side turns into the 2nd brake fluid pressure higher than said 1st brake fluid pressure with activation of the suction regurgitation means which carries out the regurgitation towards the wheel damping force generating means of another side, and this suction regurgitation means The brake gear for cars characterized by having a maintenance means to maintain this 2nd brake fluid pressure.

[Claim 11] Said control means is said brake gear for cars according to claim 10 characterized by having a load migration detection means to detect the load migration at the time of car braking as said car-body behavior.

[Claim 12] It is said brake gear according to claim 11 for cars which said control means decompresses the brake fluid pressure concerning said wheel damping-force generating means of the wheel from which a touch-down load escapes based on the detection result of said load migration detection means, and is characterized by for said maintenance means to maintain the brake fluid pressure concerning a wheel damping-force generating means of a wheel to by_which said touch-down load which said 2nd brake fluid pressure boosted with the brake fluid for said reduced pressure increases.

[Claim 13] The brake gear for cars according to claim 11 or 12 characterized by having a car-body decelerating detection means to detect the car-body deceleration at the time of car braking as said load migration detection means.

[Claim 14] Said brake gear for cars according to claim 11 or 12 characterized by having a revolution condition detection means to detect the car revolution condition at the time of car braking as said load migration detection means.

[Claim 15] A brake fluid pressure generating means to generate the 1st brake fluid pressure at the time of car braking, 1st wheel damping force generating means to generate wheel damping force for the 1st wheel in response to the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means, 2nd wheel damping force generating means to generate wheel damping force for the 2nd wheel in response to the brake fluid pressure from said brake fluid pressure generating means, The duct which opens the said brake fluid pressure generating means, said 1st, and 2nd wheel damping force generating means for free passage, A slip condition detection means to detect the slip condition of said 1st wheel and the 2nd wheel, According to said slip condition, with the antiskid-control means which carries out increase reduced pressure control of the brake fluid pressure concerning said 1st and 2nd wheel damping force generating means, and this antiskid-control means When reduced pressure of the brake fluid pressure concerning said 1st or 2nd wheel damping force generating means is performed, the brake fluid for this reduced pressure is attracted. The brake gear for cars characterized by having a maintenance means to maintain this 2nd brake fluid pressure while forming the 2nd brake fluid pressure higher than said 1st brake fluid pressure all over said duct with activation of the suction regurgitation means which carries out the regurgitation, and this suction regurgitation means all over said duct.

[Claim 16] Said maintenance means is arranged in said duct, and in case the 1st brake fluid pressure in said brake fluid pressure generating means is a pressure higher than predetermined crease point pressure The brake fluid pressure of the wheel damping force generating means concerned is maintained to said 2nd brake fluid pressure by carrying out pressure attenuation with a predetermined damping ratio at the time of a flow of the brake fluid from said one [at least] wheel damping force generating means side to said brake fluid pressure generating means. And from said brake fluid pressure generating means side, if few At the time of a flow of the brake fluid by the side of said ** one wheel damping force generating means And the thing substantially flowed without pressure attenuation in brake fluid at the time of a flow of the brake fluid from the wheel damping force generating means side concerned at the time of the 1st brake fluid pressure in said brake fluid pressure generating means being below predetermined crease point pressure to said brake fluid pressure generating means Said brake gear for cars according to claim 9 to 15 by which it is characterized.

[Claim 17] Said maintenance means is said brake gear for cars according to claim 9 to 15 characterized by being the two position valve which is arranged in said duct, and opens for free passage and intercepts a flow of the brake fluid between said one [at least] wheel damping force generating means sides said brake fluid pressure generating means side.

[Claim 18] It is the two position valve which said maintenance means is arranged in said duct, and **** and intercepts a flow of the brake fluid between said one [at least] wheel damping force generating means sides said brake fluid pressure generating means side. this two position valve -- said antiskid-control means -- the wheel damping force generating means of the 1st wheel or the 2nd wheel -- receiving -- an increase -- reduced pressure -- control, when performing It considers as the cut off state which intercepts a flow of the brake fluid between said brake fluid pressure generating means side and said wheel damping force generating means side. on the other hand -- the wheel damping force generating means of the 1st wheel and the 2nd wheel -- receiving -- an increase -- reduced pressure -- control, when performing, or when said antiskid-control means is not performed Said brake gear for cars according to claim 15 characterized by considering as the free passage condition of permitting a flow of the brake fluid between said brake fluid pressure generating means side and said wheel damping force generating means side.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]
[0001]
[Field of the Invention] This invention relates to the brake gear for cars with which damping force is adjusted by crew's brake pedal application about the brake gear for cars.
[0002]
[Description of the Prior Art]
a) In order to control the slip condition to an optimum state when the slip condition of a wheel is detected and the slip condition of this wheel becomes more than predetermined as control at the time of car braking conventionally (for example, when slip ratio becomes beyond a reference value), the so-called antiskid control which reduces wheel cylinder pressure and adjusts damping force is known.
[0003] Piping which supplies brake fluid pressure to the wheel cylinder of four wheels is prepared in the brake gear which performs the antiskid control mentioned above, and two piping extended from a master cylinder is adopted as it, for example like X piping or order piping from viewpoints, such as safety, as this piping. That is, the wheel cylinder of two wheels is connected to each piping network, respectively.
[0004] b) Moreover, the antiskid-control equipment indicated by JP,61-202965,A is also known conventionally. This antiskid-control equipment connected the pump discharge to the wheel cylinder, and has realized the boost of hole cylinder pressure with the pump at the time of an antiskid control. Therefore, at the time of an antiskid control, unless wheel cylinder pressure becomes higher than master cylinder pressure, the brake fluid by the pump discharge does not flow to a master cylinder side, but the ** dull feeling is improving.
[0005]
[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, it sets to the brake gear which performs an antiskid control with the structure of having piping mentioned above with the technique of said a. for example, when an inside wheel approaches a road surface limitation among one piping network at the time of revolution Since control which only reduces the master cylinder pressure of the wheel is only performed, the wheel lock of the wheel may be able to be prevented, but since brake fluid pressure would fall when seen in one piping network, there was a problem that damping force declined as total.
[0006] So, in this invention, it sets it as the 1st purpose to offer the brake gear for cars which can improve the braking engine performance by adjusting the brake fluid pressure of the 1st and 2nd wheels in one piping network at the time of car braking. b) Moreover, in the technique of said a, since the duct 21 and the check valve 31, the duct 30, and the check valve 34 were arranged, it was impossible in the conventional antiskid device, to have applied brake fluid pressure higher than master cylinder pressure to a wheel cylinder, as shown in above-mentioned Fig. 1 of an official report.
[0007] Therefore, when an antiskid control is started, for example in one flower and wheel cylinder pressure is decompressed, the suction regurgitation with a pump discharges the decompressed brake fluid which flowed into the reservoir, and it is only making reduced pressure possible and it does not use decompressed brake fluid effectively.
[0008] In view of such a point, by this invention, other rings are boosted more highly than master cylinder pressure, using effectively the brake fluid decompressed in one flower, and it sets it as the 2nd purpose to improve the stability of car-body behavior or to shorten a brake stopping distance.
[0009]
[Means for Solving the Problem]
a) In order to attain said 1st purpose, the configuration of invention of following claim 1-8 was adopted

there. That is, in invention of claim 1, crew's treading strength is transmitted to a brake fluid pressure generating means (for example, master cylinder) from a brake pedal, and generates brake fluid pressure. Through the 1st duct, this brake fluid pressure is applied to the 1st and 2nd wheel damping force generating means (for example, wheel cylinder), and damping force generates it in the 1st and 2nd wheels.

[0010] And when the 1st wheel is judged to have approached the road surface limitation by the decision means, the brake fluid in a brake fluid pressure generating means and the 1st wheel damping force generating means is held in a hold means (for example, reservoir) through the 1st duct by the 1st control means at coincidence. Moreover, when the 1st control means is performed, the regurgitation of the brake fluid held in the hold means is carried out to abbreviation coincidence all over the 1st duct with a suction regurgitation means (for example, pump).

[0011] That is, in this invention, when one wheel (the 1st wheel) reaches a road surface limitation between two wheels of one piping network, brake fluid was missed to the reservoir from the 1st duct which is open for free passage to the wheel cylinder of the 1st wheel, the wheel cylinder pressure of the 1st wheel was reduced temporarily, and it has prevented that the 1st wheel reaches a road surface limitation, for example. Since brake fluid is attracted from a reservoir to it and coincidence and the 1st duct is supplied with the pump at them, the wheel cylinder pressure of the wheel (the 2nd wheel) of another side can be increased. by this, since the damping force of the 2nd wheel increases, it can set for one piping network -- the damping force as total, as a result the car whole -- the damping force to kick will improve.

[0012] That is, in this invention, since the brake fluid of the wheel cylinder of the 1st wheel approaching a road surface limitation is movable to the wheel cylinder of the 2nd (far from road surface limitation) wheel of another side in simple for example, damping force can be heightened as a whole.

[0013] Moreover, since master cylinder pressure is also temporarily reduced in case brake fluid is held in a reservoir, pedal reaction force decreases. Therefore, since it moves in the direction in which a brake pedal is pushed in, and it can come to it, simultaneously pumping with a pump is performed even if crew's treading-in condition is fixed, only this part to have been pushed in will increase further and, as for the wheel cylinder pressure of the 2nd wheel, damping force will increase by it.

[0014] In addition, in the pump discharge in the condition that a brake pedal is pushed in, since pedal reaction force (feeling of plate pressure) is hardly given to crew, it is not influenced by pedal reaction force (for example, a brake pedal putting back admiration). Especially in invention of claim 2, when the 1st wheel is judged to have approached the road surface limitation by the decision means, the brake fluid in a brake fluid pressure generating means and the 1st wheel damping force generating means is held in coincidence through the 1st duct by the 1st control means at a hold means. When similarly the 2nd wheel is judged to have approached the road surface limitation by the decision means, the brake fluid in a brake fluid pressure generating means and the 2nd wheel damping force generating means is held in coincidence through the 1st duct by the 2nd control means at a hold means.

[0015] And when the 1st control means or 2nd control means is performed, the regurgitation of the brake fluid held in the hold means is carried out to abbreviation coincidence all over the 1st duct with a suction regurgitation means. That is, in this invention, since brake fluid is missed from the wheel cylinder of each wheel to a reservoir and wheel cylinder pressure is reduced when each wheel reaches a road surface limitation for example, it can prevent resulting in a wheel lock for every wheel. Since the wheel cylinder pressure of the wheel of the side by which the 1st control means or 2nd control means is not performed since the regurgitation of the brake fluid is carried out to the 1st duct with a pump can be made to increase and it can raise the damping force of the wheel with it, the damping force of a car can be improved as total.

[0016] Especially in invention of claim 3, when the 1st wheel is judged to have approached the road surface limitation by the decision means, the 1st regulator valve is controlled by the 1st control means in the free passage condition from a cut off state, the 1st reflux duct is opened, and the brake fluid in a brake fluid pressure generating means and the 1st wheel damping force generating means is held in coincidence at a hold means. When similarly the 2nd wheel is judged to have approached the road surface limitation by the decision means, the 2nd regulator valve is controlled by the 2nd control means in the free passage condition from a cut off state, the 2nd reflux duct is opened, and the brake fluid in a brake fluid pressure generating means and the 2nd wheel damping force generating means is held in coincidence at a hold means.

[0017] And when the 1st control means or 2nd control means is performed, the regurgitation of the brake fluid held in the hold means is carried out to abbreviation coincidence all over the 1st duct with a suction regurgitation means. That is, in this invention, since the 1st regulator valve or 2nd regulator valve is driven, for example, brake fluid is missed from the wheel cylinder of each wheel to a reservoir and wheel cylinder pressure is reduced when each wheel reaches a road surface limitation, it can prevent resulting in a wheel lock for every wheel. Since the wheel cylinder pressure of the wheel of the side by which the 1st control means or 2nd control means is not performed since the regurgitation of the brake fluid is carried out to the 1st duct with a pump can be made to increase and it can raise the damping force of the wheel with it, the damping force of a car can be improved as total.

[0018] In invention of claim 4, decision by the decision means can be performed based on the amount of wheel slips. Therefore, when the amount of wheel slips is beyond a predetermined value, it can be judged that the road surface limitation was approached. In invention of claim 5, decision by the decision means can be performed based on a wheel slip addition value. Therefore, when a wheel slip addition value is beyond a predetermined value, it can be judged that the road surface limitation was approached.

[0019] In invention of claim 6, decision by the decision means can be performed based on slip ratio. Therefore, when slip ratio is beyond a predetermined value, it can be judged that the road surface limitation was approached. In invention of claim 7, decision by the decision means can be performed based on wheel cylinder pressure. Therefore, when wheel cylinder pressure is beyond a predetermined value, it can be judged that the road surface limitation was approached.

[0020] In invention of claim 8, the brake fluid pressure in a wheel damping force generating means was adjusted, and it has the antiskid-control means which keeps a braking condition the optimal. Therefore, since an antiskid control can be performed to the wheel which reached the road surface limitation, there is an advantage that damping force improves. It is effective when moving brake fluid to the wheel cylinder of the wheel of another side from the wheel cylinder of one wheel, and resulting in a wheel lock only free cannot be prevented, as especially mentioned above.

[0021] b) Moreover, in order to attain said 2nd purpose, the configuration of invention of following claim 9-18 was adopted. In invention of claim 9, the 1st wheel damping force generating means receives the brake fluid pressure from a brake fluid pressure generating means through a duct at the time of car braking, wheel damping force is generated for the 1st wheel, and the 2nd wheel damping force generating means receives the brake fluid pressure from a brake fluid pressure generating means through a duct, and generates wheel damping force for the 2nd wheel. Moreover, the 1st reduced pressure means decompresses the brake fluid pressure which starts the 1st wheel damping force generating means, intercepting a flow of the brake fluid between the 1st wheel damping force generating means and the 2nd wheel damping force generating means, and a suction regurgitation means attracts the brake fluid to have decompressed with the 1st reduced pressure means, and it carries out the regurgitation towards the 2nd wheel damping force generating means.

[0022] And a maintenance means maintains this 2nd brake fluid pressure, when the brake fluid pressure in the 2nd wheel damping force generating means turns into the 2nd brake fluid pressure higher than the 1st brake fluid pressure with activation of a suction regurgitation means. That is, in this invention, the brake fluid to have decompressed in the wheel cylinder by the side of one wheel is attracted, and the wheel cylinder by the side of the wheel of another side is supplied. the brake pedal according to crew even if by this -- stepping on -- increase -- even if there is nothing, the brake fluid pressure by the side of other rings is boosted more highly than master cylinder pressure, using effectively the brake fluid decompressed in one flower, the stability of car-body behavior can be raised or a brake stopping distance can be shortened.

[0023] In invention of claim 10, the 1st wheel damping force generating means receives the brake fluid pressure from a brake fluid pressure generating means through a duct at the time of car braking, wheel damping force is generated for the 1st wheel, and the 2nd wheel damping force generating means receives the brake fluid pressure from a brake fluid pressure generating means through a duct, and generates wheel damping force for the 2nd wheel. The 1st reduced pressure means intercepting a flow of the brake fluid between the 1st wheel damping force generating means and the 2nd wheel damping force generating means Although the brake fluid pressure concerning the 2nd wheel damping force generating means is decompressed decompressing the brake fluid pressure concerning the 1st wheel damping force generating means, and the 2nd reduced pressure means intercepting a flow of the brake fluid between the 1st wheel damping force generating means and the 2nd wheel damping force generating means A control means performs one side of this 1st or 2nd reduced pressure means according to car-body behavior.

[0024] And while was decompressed by the reduced pressure means for [by the control means] control activation at the time of activation of a control means, and a suction regurgitation means attracts the decompressed brake fluid from a wheel damping force generating means. When discharge and a maintenance means become the 2nd brake fluid pressure with the brake fluid pressure higher than the 1st brake fluid pressure in the wheel damping force generating means of another side with activation of a suction regurgitation means towards the wheel damping force generating means of another side, this 2nd brake fluid pressure is maintained.
[0025] That is, in this invention, activation of the 1st and 2nd reduced pressure means is switched by the control means according to car behavior, such as for example, a moderation condition and a revolution condition. therefore, car behavior, such as for example, a moderation condition and a revolution condition, -- responding -- a suitable braking force distribution -- ** -- since it can carry out and high damping force can therefore be realized in each ring, also in various operational status, damping force can be shortened effectively.
[0026] The control means is equipped with a load migration detection means to detect the load migration at the time of car braking as car-body behavior, in invention of claim 11. That is, since car behavior is correctly detectable for detecting load migration, more precise control can be performed.
[0027] In invention of claim 12, a control means decompresses the brake fluid pressure concerning the wheel damping force generating means of the wheel from which a touch-down load escapes based on the detection result of a load migration detection means, and a maintenance means maintains the brake fluid pressure concerning a wheel damping force generating means of a wheel by which the touch-down load which the 2nd brake fluid pressure boosted with decompressed brake fluid increases.
[0028] In this invention, the brake fluid pressure by the side of the wheel to which one load becomes small is reduced, and since the brake fluid pressure by the side of the wheel of another side is boosted and held, it can consider as a desirable braking force distribution. In invention of claim 13, if a car-body decelerating detection means to detect the car-body deceleration at the time of car braking of for example, an order G sensor etc. as a load migration detection means can be used and these sensors are used, load migration is correctly [easily and] detectable.
[0029] In invention of claim 14, a revolution condition detection means to detect the car revolution condition at the time of car braking of the steering sensor which detects for example, a steering angle, a horizontal G sensor, etc. as a load migration detection means can be used. If these sensors are used, load migration is correctly [easily and] detectable.
[0030] In invention of claim 15, the 1st wheel damping force generating means receives the brake fluid pressure from a brake fluid pressure generating means through a duct at the time of car braking, wheel damping force is generated for the 1st wheel, and the 2nd wheel damping force generating means receives the brake fluid pressure from a brake fluid pressure generating means through a duct, and generates wheel damping force for the 2nd wheel.
[0031] Furthermore, if a slip condition detection means detects the slip condition of the 1st wheel and the 2nd wheel, an antiskid-control means will carry out increase reduced pressure control of the brake fluid pressure concerning the 1st and 2nd wheel damping force generating means according to the slip condition. And a suction regurgitation means attracts decompressed brake fluid, when reduced pressure of the brake fluid pressure concerning the 1st or 2nd wheel damping force generating means is performed by the antiskid-control means, and discharge and a maintenance means maintain the 2nd brake fluid pressure higher than the 1st brake fluid pressure formed with activation of a suction regurgitation means all over a duct.
[0032] That is, in this invention, since allowances are in the wheel damping force which can demonstrate this wheel when the antiskid control of the wheel of the direction which is not a current controlled system is not carried out into the same piping network, the damping force of the wheel of the side by which an antiskid control is not carried out is improved using the decompressed brake fluid by the antiskid control. Thereby, since the damping force of the whole car improves, it is effective in a brake stopping distance being shortened.
[0033] In invention of claim 16, in case the 1st brake fluid pressure in a brake fluid pressure generating means is a pressure higher than predetermined crease point pressure as a maintenance means The brake fluid pressure of a wheel damping force generating means is maintained to the 2nd brake fluid pressure by carrying out pressure attenuation with a predetermined damping ratio at the time of a flow of the brake fluid from one [at least] wheel damping force generating means side to a brake fluid pressure generating means. And from a brake fluid pressure generating means side, if few At the time of a flow of

the brake fluid from the wheel damping force generating means side concerned at the time of the 1st brake fluid pressure in the time of a flow of the brake fluid by the side of ** one wheel damping force generating means and a brake fluid pressure generating means being below predetermined crease point pressure to a brake fluid pressure generating means, without pressure attenuation substantially brake fluid A means to flow is employable.

[0034] This is called the so-called proportional control valve, and, thereby, can realize effectively the function to hold differential pressure etc. In invention of claim 17, the two position valve which opens for free passage and intercepts a flow of the brake fluid between one [at least] wheel damping force generating means sides can be used a brake fluid pressure generating means side as a maintenance means.

[0035] That is, the same function as invention of said claim 16 is realizable with 2 position-control valve which is not a proportional control valve. In invention of claim 18, the two position valve which **** and intercepts a flow of the brake fluid between one [at least] wheel damping force generating means sides is employable a brake fluid pressure generating means side as a maintenance means. especially -- this two position valve -- an antiskid-control means -- the wheel damping force generating means of the 1st wheel or the 2nd wheel -- receiving -- an increase -- reduced pressure -- control, when performing It considers as the cut off state which intercepts a flow of the brake fluid between a brake fluid pressure generating means side and a wheel damping force generating means side. on the other hand -- the wheel damping force generating means of the 1st wheel and the 2nd wheel -- receiving -- an increase -- reduced pressure -- control -- when performing, or when the antiskid-control means is not performed, it considers as the free passage condition of permitting a flow of the brake fluid between a brake fluid pressure generating means side and a wheel damping force generating means side.

[0036] that is, this two position valve is based on an antiskid control to a wheels [one of] side among the 1st and 2nd wheels -- an increase -- reduced pressure -- control -- since it considers as a cut off state when carried out, thereby, the wheel cylinder pressure in increase-and-decrease the ring of oppression can be held. moreover, both wheels -- receiving -- an increase -- reduced pressure -- control -- since it considers as a free passage condition when performing, the antiskid-control engine performance can be improved, for example on low mu ways, such as Hikami. Furthermore, since it considers as a free passage condition when the antiskid control is not performed, the usual brakes operation is possible.

[0037] Thus, by controlling actuation of a two position valve, according to the condition of an antiskid control, required brake fluid pressure can be secured appropriately and high damping force can be realized.

[0038]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, an example (example) is given and the gestalt of suitable operation of the brake gear for cars of this invention is explained to a detail based on a drawing.

(The 1st example) This example is an example which applied the brake gear for cars by this invention to the car of X piping equipped with each piping network of a forward right ring-left rear ring and a forward left ring-right rear ring in the front-wheel driven four-flower vehicle which can perform an antiskid control.

[0039] a) Base and explain in the brake piping model Fig. which shows the basic configuration of a brake gear to drawing 1 first. In addition, in order to simplify explanation, a specific piping network (for example, a forward right ring and a left rear ring) is mentioned as an example, and the following explanation explains it. In drawing 1 , the brake pedal 1 into which an operator gets in case damping force is applied to a car is connected with the booster 3, and the treading strength and pedal travel which are added to a brake pedal 1 are transmitted to this booster 3.

[0040] A master cylinder (M/C) 5 applies to the whole brake piping the brake fluid pressure which doubled the power with the booster 3, and equips this master cylinder 5 with the master reservoir 7 which stores brake fluid. The master cylinder pressure (M/C **) generated in said master cylinder 5 is transmitted to the brake fluid in the 1st piping network A which connects a master cylinder 5, the 1st wheel cylinder (W/C) 9 which is arranged in the forward right ring FR and applies damping force to this wheel, and the 2nd wheel cylinder 11 which is arranged in the left rear ring RL and applies damping force to this wheel. Similarly, although transmitted also to the 2nd piping network which connects each wheel cylinder arranged in the forward left ring and the right rear ring, and a master cylinder 5, since the same configuration as the 1st piping network A is employable, master cylinder pressure is not explained in full detail.

[0041] As a configuration of brake piping of said 1st piping network A, to the forward right ring FR side

Duct A1a which opens a master cylinder 5 and the 1st wheel cylinder 9 for free passage, The solenoid valve (1st boost control valve) 13 which carries out closing motion control of the duct A1a, and the 1st boost control valve 13 and the check valve 19 prepared in juxtaposition, It has duct A2a which branches from the junction B1 between the 1st boost control valve 13 and the 1st wheel cylinder 9, and results in a reservoir 17, and the solenoid valve (the 1st reduced pressure control valve = the 1st regulator valve) 15 which carries out closing motion control of the duct A2a.

[0042] Moreover, duct A1b which opens a master cylinder 5 and the 2nd wheel cylinder 11 for free passage similarly to the left rear ring RL side, The solenoid valve (2nd boost control valve) 14 which carries out closing motion control of the duct A1b, and the 2nd boost control valve 14 and the check valve 21 prepared in juxtaposition, It has duct A2b which branches from junction B-2 between the 2nd boost control valve 14 and the 2nd wheel cylinder 11, and results in a reservoir 17, and the solenoid valve (the 2nd reduced pressure control valve = the 2nd regulator valve) 16 which carries out closing motion control of the duct A2b. In addition, duct A1a and A1b are named a duct A1 generically.

[0043] Furthermore, it has each control valves 13-16, duct A3 from the reservoir 17 (it is open for free passage to a master cylinder 5) to [juxtaposition] the junction B3 of a duct A1, the pump 23 that is formed in duct A3 and pumps up brake fluid from a reservoir 17 to a duct A1 side, and the check valves 25 and 27 prepared in the upstream and the downstream of a pump 23.

[0044] For brake piping mentioned above, in performing an antiskid control to the forward right ring FR and the left rear ring RL, by closing motion control of each control valves 13-16, it is set as the condition of a boost of common knowledge of each wheel cylinder pressure, maintenance, or reduced pressure, and adjusts damping force.

[0045] Especially, in this example, by driving each reduced pressure control valves 15 and 16 and a pump 23, brake fluid is moved between the 1st and 2nd wheel cylinders 9 and 11, and control (adjustment control is called below) which adjusts each wheel cylinder pressure (the 1st and 2nd wheel cylinder pressure is called below) is performed so that it may mention later. In that case, both the boosts control valves 13 and 14 are off, the duct A1 is opened for free passage, and while turning on the reduced pressure control valves 15 and 16 by the side of one of the wheels near a road surface limitation and making a duct A2 open for free passage, control which drives a pump 23 is performed.

[0046] b) Next, explain the electric configuration of this example. Said antiskid control, adjustment control, etc. are performed by the electronic control (ECU) 30 shown in drawing 2 . This ECU30 is constituted as a microcomputer equipped with well-known CPU30a, ROM30b, RAM30c, 30d of I/O sections, bus-line 30e, etc.

[0047] The sensor 33 and the W/C ** sensor 35 which detects the wheel cylinder pressure for every wheel are connected to 30d of said I/O sections whenever [stop switch / which detects having got into the brake pedal 1 and having changed into the car braking condition substantially / 31, and wheel speed / which detects whenever / wheel speed / for every wheel]. Moreover, the 1st and the 2nd boost control valve 13 and 14, the 1st and the 2nd reduced pressure control valve 15 and 16, and a pump 23 are connected to 30d of I/O sections.

[0048] c) Next, explain the control processing performed by this ECU30.

** Explain first the control processing which starts an antiskid control based on the flow chart of drawing 3 . Clearing a flag at step 100 of drawing 3 etc. processes well-known condition initial setting.

[0049] At continuing step 110, VW is computed [whenever / wheel speed / of each wheel] whenever [wheel speed / of each wheel] based on the signal from a sensor 33. At continuing step 120, Vs is calculated [whenever / each wheel speed] whenever [presumed car-body-speed] based on the greatest thing of the VW(s), for example, applying a predetermined guard.

[0050] At continuing step 130, slip ratio SW is computed [whenever / Vs and each wheel speed] for every wheel from the following type (1) based on VW whenever [presumed car-body-speed].

SW= (Vs-VW)/Vs -- (1)

At continuing step 140, the stop switch 31 judges whether it got into it being [1] ON, i.e., a brake pedal. Here, if affirmative judgment is carried out, it will progress to step 150, and if negative judgment is carried out on the other hand, this processing will once be ended.

[0051] At step 150, the slip ratio SW in the wheel used as a controlled system judges whether it is the condition that it should perform that it is beyond a predetermined value, i.e., an antiskid control. Here, if affirmative judgment is carried out, it will progress to step 160, and if negative judgment is carried out on the other hand, this processing will once be ended.

[0052] Since the conditions which start an antiskid control were filled with step 160, the flag ABSF which shows that it is among an antiskid control is set to 1. The antiskid control of the common knowledge which drives each boost control valves 13 and 14 and reduced pressure control valves 15 and 16, and controls wheel cylinder pressure by continuing step 170 according to the wheel of a controlled system is performed, and this processing is once ended.

[0053] ** Next, explain the adjustment control which is the important section of this example based on the flow chart of drawing 4 . Here, the example which performs adjustment control based on the amount Xs of wheel slips is explained. Well-known condition initial setting is processed at step 200 of drawing 4 .

[0054] At continuing step 210, VW is computed [whenever / wheel speed / of each wheel] whenever [wheel speed / of each wheel] based on the signal from a sensor 33. In addition, VW may use that for which it asked at said step 110 as it is whenever [this wheel speed]. At continuing step 220, Vs is calculated [whenever / each wheel speed] whenever [presumed car-body-speed] based on the greatest thing of the VW(s), for example, applying a predetermined guard. In addition, Vs may use that for which it asked at said step 120 as it is whenever [this presumed car-body-speed].

[0055] At continuing step 230, the amount Xs of wheel slips is computed [whenever / Vs and each wheel speed] for every wheel from the following type (2) based on VW whenever [presumed car-body-speed].

$Xs= (Vs-VW)$ -- (2)

At continuing step 240, it judges by whether said flag ABSF is 1, if it is judged here that it is among an antiskid control, it will return [whether it is among a current antiskid control, and] to said step 210, and if it is judged on the other hand that that is not right, it will progress to step 250. In addition, the judgment of whether to be among this antiskid control can also be omitted. At step 250, it judges whether the target wheel is approaching the road surface limitation by whether the amount Xs of wheel slips calculated at said step 230 is beyond the predetermined reference value KXs. Here, if it is judged that the road surface limitation is approached, it will progress to step 260, and if it is judged on the other hand that that is not right, it will return to said step 210.

[0056] In addition, the timing which performs adjustment control sets this reference value KXs as the value which becomes earlier than the timing which performs an antiskid control. Therefore, since adjustment control is performed in advance of an antiskid control, it may not go into an antiskid control depending on the case.

[0057] At step 260, since the wheel (the forward right ring FR is mentioned as an example, and the following explanation explains it) concerned was judged to approach the road surface limitation at said step 250, the 1st reduced pressure control valve 15 is changed into a free passage condition, brake fluid is missed from the 1st wheel-cylinder 9 grade to a reservoir 17 through the junction B1 of a duct A1, and the 1st wheel cylinder pressure is reduced. By this, the forward right ring FR keeps away from a road surface limitation.

[0058] At continuing step 270, a pump 23 is driven, brake fluid is pumped up from a reservoir 17, a duct A1 is supplied through the branch point B3, and it returns to said step 210. Since the brake fluid supplied to the duct A1 side since the 2nd boost control valve 14 by the side of the left rear ring RL was in the free passage condition and the 2nd reduced pressure control valve 16 was a cut off state at this time is supplied to the 2nd wheel cylinder 11 through duct A1b and the 2nd wheel cylinder pressure increases by it, the damping force of the left rear ring RL will increase.

[0059] In addition, although the brake fluid supplied to the duct A1 with the pump 23 is supplied not only to the 2nd wheel cylinder 11 but to the 1st wheel cylinder 9, since a certain amount of differential pressure produces brake fluid from the 1st wheel cylinder 9 in the condition of having missed to the reservoir 17, as a result, the 1st wheel cylinder pressure is reduced and the 2nd wheel cylinder pressure increases.

[0060] d) Next, explain actuation of fluctuation of the brake fluid pressure by said adjustment control etc. based on the explanatory view of drawing 5 . If it gets into a brake pedal 1 to a certain timing (time t1) as shown in drawing 5 , brakes will be applied to a wheel and the damping force of master cylinder pressure, the 1st wheel cylinder pressure, the 2nd wheel cylinder pressure, and both the wheels in this piping network A will go up gradually. Although not illustrated in connection with this, VW falls whenever [wheel speed] and the amount Xs of wheel slips increases gradually.

[0061] and -- for example, -- if the amount Xs of wheel slips exceeds a reference value KXs in the forward right ring FR (time t2) -- the 1st and 2nd boost control valves 13 and 14 -- a free passage condition -- and since only the 1st reduced pressure control valve 15 drives the 2nd reduced pressure

control valve 16 and it is made into a free passage condition in a cut off state, brake fluid flows out of the 1st wheel-cylinder 9 side, and the 1st wheel cylinder pressure reduces it quickly.
[0062] Since a pump 23 drives and brake fluid is supplied to a duct A1 from a reservoir 17 at this time (time t2), most amount of that brake fluid is supplied to the 2nd wheel cylinder 11, and the 2nd wheel cylinder pressure increases. Therefore, although the damping force of the sum total of both wheels declines by reduction of the 1st wheel cylinder pressure temporarily, since the 2nd wheel cylinder pressure increases after that, it will increase as a result.
[0063] Thus, while considering that the forward right ring FR approached the road surface limitation, driving the 1st reduced pressure control valve 15 and missing brake fluid from the 1st wheel-cylinder 9 side to a reservoir 17 when the amount Xs of wheel slips of each wheel is calculated and this amount Xs of wheel slips becomes beyond the reference value KXs for example, a pump 23 is made to drive and the 2nd wheel cylinder pressure is raised in this example.
[0064] Since it does not lapse into a wheel lock since the forward right ring FR keeps away from a road surface limitation, and the damping force of the left rear (still far from road surface limitation) ring RL is heightened on the other hand by it, the damping force of the whole car will be heightened as a result. Moreover, at the former, in such a case, the antiskid control of the forward right ring FR will be started immediately, by this example, although the operability according to crew only in the part is spoiled, since it keeps away from the condition of once going into an antiskid control by moving brake fluid, the operability by crew increases and there is an advantage that a drive feeling improves.
[0065] In addition, in the comparison with the reference value set as the larger value than a reference value KXs, when the wheel of a controlled system is judged to be a lock inclination, an antiskid control here forbids a flow of the brake fluid between [from a master cylinder 5] wheel cylinders 9 so that wheel cylinder pressure can be decompressed enough, and points out the control or later which decompresses wheel cylinder pressure.
[0066] Moreover, at the antiskid control which forbids a flow to a wheel cylinder 9 from a master cylinder 5, although it is only the feeling of a kickback by the pump discharge, since master cylinder pressure also falls with reduced pressure of wheel cylinder pressure, after crew's pedal feeling has the feeling of drawing in of a brake pedal 1, by the adjustment control in this example, the feeling of a kickback by cutoff of a pump discharge and the 2nd reduced pressure control valve 16 starts it. That is, although it becomes a feeling of plate pressure and the kickback by the pump discharge occurs from this condition in an antiskid control since a flow of the brake fluid from a master cylinder 5 to a wheel cylinder 9 is forbidden at the time of reduced pressure, in the kickback after pedal drawing in by adjustment control, the inertia of pedal drawing in on a brake pedal 1 and crew's foot works, and a feeling of a kickback becomes small. Therefore, in such adjustment control, it is effective in the ability to improve crew's pedal feeling compared with the usual antiskid control.
[0067] In addition, you may make it switch free passage cutoff of the 1st reduced pressure control valve 15 to every predetermined time (for example, 20 mm/s) at step 260 in such adjustment control. If it does in this way, the enter lump more than predetermined [of a brake pedal 1] can be controlled, and possibility that a pedal travel will become more than predetermined and a master piston (piston in a master cylinder 5) will carry out bottoming can be abolished as much as possible. In addition, also in the midst which is performing control which repeats free passage cutoff of only the 1st reduced pressure control valve 15 for every predetermined time interval in this way, if it seems that the slip condition gets worse, an antiskid control is performed, the 1st and 2nd boost control valve 13 and 14 is made into a cut off state, and sufficient amount of reduced pressure can be earned.
[0068] Moreover, it may be made to perform the pump drive of step 270 from the set to the free passage condition of the 1st reduced pressure control valve 15 of step 260 first. That is, you may make it output the command which drives a pump 23 previously to a pump drive in consideration of predetermined time lag existing. In addition, like this example, before a pump discharge command, even if it performs the free passage command of the 1st reduced pressure control valve 15, since there is almost no time difference to command timing actually, a problem is not produced in the control of the brake pressure force itself.
[0069] Furthermore, a car is not limited at the time of rectilinear propagation or revolution, but this example can be carried out. In addition, although it judged whether it was among an antiskid control in this example, without [that is,] judging this antiskid control, separately from an antiskid control, adjustment control may be judged and adjustment control may be carried out.
(The 2nd example) Next, the 2nd example is explained.

[0070] As for this example, the point which is not equipped with the configuration to which an antiskid control is carried out differs from said 1st example greatly. In addition, explanation of the same part as said 1st example is omitted or simplified, and the same thing uses the same number in a hard configuration.
a) As shown in drawing 6 , in the 1st piping network A of brake piping of this example, the 1st and 2nd wheel cylinders 9 and 11, the 1st and the 2nd reduced pressure control valve 15 and 16, a reservoir 17, a pump 23, check valves 25 and 27, etc. are arranged. Since an antiskid control is not especially performed by this example, it does not have the boost control valve of said 1st example.
[0071] Therefore, in this example, when each reduced pressure control valve 15 and 16 is in a free passage condition, in adjustment control, control which drives a pump 23 is performed, so that it may mention later.
b) Next, explain adjustment control of this example based on the flow chart of drawing 7 . Here, the example used for the decision criterion of adjustment control of the wheel slip addition value AXs is explained.
[0072] Well-known condition initial setting is processed at step 300 of drawing 8 . At continuing step 310, VW is computed [whenever / wheel speed / of each wheel] whenever [wheel speed / of each wheel] based on the signal from a sensor 33. At continuing step 320, Vs is calculated [whenever / each wheel speed] whenever [presumed car-body-speed] based on the greatest thing of the VW(s), for example, applying a predetermined guard.
[0073] At continuing step 330, the amount Xs of wheel slips is computed [whenever / Vs and each wheel speed] for every wheel from said formula (2) based on VW whenever [presumed car-body-speed]. At continuing step 340, the amount Xs of wheel slips is integrated and the wheel slip addition value (since the stop switch 21 serves as ON) AXs is computed.
[0074] At continuing step 350, the wheel slip addition value AXs judges whether it is beyond the predetermined reference value KAXs that shows that the wheel (for example, the forward right ring FR) concerned approached the road surface limitation. If affirmative judgment is carried out here, it will progress to step 360, and if negative judgment is carried out on the other hand, it will return to said step 310.
[0075] At step 360, since it was judged that the forward right ring FR approached the road surface limitation, for example, the 1st reduced pressure control valve 15 is changed into a free passage condition. Thereby, since brake fluid is missed by the reservoir 17 from the 1st wheel cylinder 9, the 1st wheel cylinder pressure decreases. Thereby, the forward right ring FR keeps away from a road surface limitation.
[0076] At continuing step 370, a pump 23 is driven, brake fluid is pumped up from a reservoir 17, a duct A1 is supplied through the branch point B3, and it returns to said step 310. Although the brake fluid supplied to the duct A1 side is not only supplied to the duct A1a side, but is supplied to the 2nd wheel cylinder 11 through duct A1b at this time, since the 2nd reduced pressure control valve 16 by the side of the left rear ring RL is a cut off state, the 2nd wheel cylinder pressure increases and the damping force of the left rear ring RL increases by it.
[0077] Thus, when the wheel slip addition value AXs of each wheel is calculated and this wheel slip addition value AXs turns into beyond the reference value KAXs, while driving the 1st reduced pressure control valve 15 and pump 23 by the side of the forward right ring FR approaching a road surface limitation and reducing the 1st wheel cylinder pressure by it, the 2nd wheel cylinder pressure is made to increase in this example.
[0078] Therefore, also in this example, the effectiveness that the damping force of the sum total of the right-and-left ring in the piping network A improves as well as said 1st example is done so. Especially, by this example, as a decision criterion of adjustment control, since the wheel slip addition value AXs is adopted, there is an advantage that the precision is high, as compared with the case where the amount Xs of wheel slips is adopted.
[0079] In addition, it replaces with the configuration of this example, and it is effective even if it constitutes only one of the 1st reduced pressure control valve 15, duct A2a or the 2nd reduced pressure control valve 16, and the duct A2bs. For example, when the 1st reduced pressure control valve 15 and duct A2a are prepared, coexistence with the improvement in damping force of the left rear ring RL and lock prevention of the forward right ring FR is attained. It is possible to, realize improvement in damping force of the forward right ring FR, lock prevention of the left rear ring RL, and improvement in stability on the other hand, when the 2nd reduced pressure control valve 16 and duct A2b are prepared.

(The 3rd example) Next, the 3rd example is explained based on drawing 8 - drawing 12 .
[0080] Drawing 8 shows the brake system configuration in this example. This brake system is a system of diagonal piping which constitutes the 1st piping network A from each wheel cylinders 41 and 42 of the forward right ring FR-left rear ring RL, and constitutes the 2nd piping network which is not illustrated in each wheel cylinder of the forward left ring floor line-right rear ring RR.
[0081] In this system, it has the vacuum booster 44 which doubles the power using engine intake manifold negative pressure etc. in the pedal travel of a brake pedal 43 in which treading-in actuation is done by crew, or crew's treading strength, and master-cylinder-pressure PM is generated in a master cylinder 46 according to the output of a vacuum booster 44. In addition, a brake pedal 43 and master cylinder 46 grade constitute a brake fluid pressure generating means.
[0082] Said master cylinder 46 is equipped with the original master reservoir 47, and the 1st piping network A and the 2nd piping network are prolonged independently from this master cylinder 46. In addition, since a configuration with same 1st piping network A and 2nd piping network is employable, illustration and explanation of the 2nd of a piping network are omitted.
[0083] The 1st piping network A branched halfway and is equipped with the duct A1 connected with the wheel cylinder (the 2nd) 42 by the side of the left rear ring RL, and the duct A2 connected with the wheel cylinder (the 1st) 41 by the side of the forward right ring FR. The actuator B for anti skids enclosed with a dotted line is formed in the 1st piping network A. This actuator B for anti skids is constituted by the pump 49 arranged so that the regurgitation of the brake fluid attracted from the reservoir 48 may be carried out to a duct A2, and the boost control valves 51 and 52 and the reduced pressure control valves (the 1st and the 2nd) 53 and 54 (the 1st and the 2nd). In addition, in the following explanation, distinction of the 1st and the 2nd of wheel cylinders 41 and 42, the boost control valves 51 and 52, and the reduced pressure control valves 53 and 54 is omitted.
[0084] Said boost control valves 51 and 52 are arranged in ducts A1 and A2, respectively, and let the valve element location of these boost control valves 51 and 52 be the free passage location of illustration in the time of a popular use brake. And when each boost control valves 51 and 52 receive an electric power supply from a predetermined power source of supply with the control signal from ECU60 (refer to drawing 11), each boost control valves 51 and 52 will be in ON condition, and each valve location will turn into a cutoff location.
[0085] On the other hand, the reduced pressure control valves 53 and 54 are arranged in the duct which ties each wheel cylinders 41 and 42 and a reservoir 48, and usually let the valve location of each reduced pressure control valves 53 and 54 be the cutoff location of illustration in the time of a brake. The valve location of these reduced pressure control valves 53 and 54 turns into a cutoff location in ON condition which received the electric power supply. each [these] valves 51, 52, 53, and 54 -- 2 port two position valve -- it is -- electromagnetism -- it is constituted by the solenoid valve which a valve element moves with the magnetomotive force of a solenoid.
[0086] Moreover, the proportional control valve 56 is arranged rather than the connection place of the pump discharge in a duct A2 at the master cylinder 46 side. The thing of the structure of the common knowledge arranged conventionally in the duct by the side of a rear wheel can be used for this proportional control valve 56. When master-cylinder-pressure PM becomes beyond the predetermined crease point pressure force P, how the former of this proportional control valve 56 is used decreases master-cylinder-pressure PM which is machine ** as shown in the one-point broken line of drawing 9 with a predetermined damping ratio, and is made to flow to wheel cylinders 41 and 42.
[0087] In this example, compared with the former, the adversative conjunction of the proportional control valve 56 of such an operation is carried out so that **** may become a wheel-cylinder 41 side. That is, as the continuous line of drawing 9 shows, master-cylinder-pressure PM and wheel cylinder pressure PW break, and in case it is beyond the point pressure force P, if a wheel-cylinder 41 side becomes higher than master-cylinder-pressure PM, it will decrease and flow with a predetermined damping ratio to a master cylinder 46 side. A proportional control valve 56 can hold more highly than master-cylinder-pressure PM the pressure by the side of a wheel cylinder 41 by this attenuation.
[0088] As shown in drawing 10 , moreover, ECU (electronic control)60 It has well-known CPU60a, ROM60b, RAM60c, 60d of I/O sections etc., etc. While inputting a sensor 62 and the signal from steering sensor 64 grade which detects the angle of rotation omega of a steering 63 (refer to drawing 8) whenever [stop switch 61 and wheel speed] and performing various kinds of operations The signal for driving the boost control valves 51 and 52, the reduced pressure control valves 53 and 54, and pump 49 grade is outputted.

[0089] Next, based on the flow chart of drawing 11 , the flows of control performed in ECU60 are explained. Flows of control start with ON actuation of the ignition switch which is not illustrated etc., and condition initial setting, such as various flags, is performed in step 400.
[0090] At step 410, VW is calculated [whenever / wheel speed] whenever [wheel speed / of each wheel] based on the output signal from a sensor 63. At step 420, VB is calculated [whenever / wheel speed / of each wheel] whenever [car-body-speed] based on VW etc. In addition, as VB, the maximum of VW may be adopted whenever [wheel speed], for example, and Vs may be adopted [whenever / this car-body-speed] like said 1st example whenever [presumed car-body-speed / which applied the predetermined guard to the maximum of VW whenever / wheel speed].
[0091] At step 430, the wheel acceleration dVW of a controlled-system ring calculates. At step 440, the slip ratio SW of the controlled-system ring of the present flow is calculated [whenever / VW and car-body-speed] using said formula (1) based on VB etc. whenever [wheel speed]. At step 450, it is judged based on the output signal from the stop switch 61 whether the stop switch 61 is in ON condition. When negative judgment is carried out here, it progresses to step 410, and return and when affirmative judgment is carried out on the other hand, it progresses to step 460.
[0092] At step 460, it is judged whether the slip ratio SW of a controlled-system ring is more than predetermined slip ratio KS (for example, 15 - 20%). When negative judgment is carried out here, it progresses to step 410, and return and when affirmative judgment is carried out on the other hand, it progresses to step 470.
[0093] At step 470, it is judged whether the wheel acceleration dVW of a controlled-system ring is a forward value (is it larger than 0 or not?). When affirmative judgment is carried out here, it progresses to step 480, and when negative judgment is carried out on the other hand, it progresses to step 490. At step 480, in consideration of the moment of inertia of a wheel etc., a pulse boost is returned from this time to step 410 predetermined time or a predetermined pulse number deed, and after that noting that a return inclination has a slip of a controlled-system ring.
[0094] In addition, in the time of carrying out the pulse boost of the wheel cylinder 42, the reduced pressure control valve 54 is the cutoff location of an OFF condition, and a pulse boost is control which energization to the boost control valve 52, and repeats free passage / cutoff location. [for every predetermined time] Moreover, it is [control / so-called / holding a pressure / maintenance] good in a predetermined time line before a pulse boost.
[0095] On the other hand, at step 490, reduced pressure control of the brake fluid pressure concerning the wheel cylinder of a controlled-system ring is carried out, and it returns to step 410 after that noting that the slip condition of a controlled-system ring is excessive. For example, a controlled-system ring is the forward right ring FR, and if the slip condition of this forward right ring FR is excessive, the boost control valve 51 is turned on in an antiskid control, it will become a maintenance location, the reduced pressure control valve 53 will be turned on, and it will become a free passage location. Thereby, the brake fluid pressure currently applied to the wheel cylinder 41 carries out a reduced pressure flow towards a reservoir 48. In addition, while an antiskid control is started in this step 490, on a pump 49, it is started and energization begins to drive, and a drive is maintained till termination of an antiskid control.
[0096] Next, based on drawing 12 and drawing 13 , the operation effectiveness by the control mentioned above is explained. In the timing diagram shown in drawing 12 , in the time amount t1 at the time of car braking, if the wheel slip ratio SW becomes more than predetermined slip ratio KS and an antiskid control (ABS control) is started, reduced pressure control of the controlled-system ring of an antiskid control will be carried out to time amount t2. Under the present circumstances, if the wheel braking force distribution of an order ring is set up as car specification as shown in the one-point broken line of drawing 13 , a front wheel will lapse into a lock inclination previously.
[0097] The continuous line shown in drawing 13 is an ideal braking-force-distribution line. That is, if allocation of the wheel damping force in an order ring is on this allocation line, an order ring is the braking force distribution locked in coincidence. In addition, the wheel damping force of a front wheel and a rear wheel is different with the diameter of a wheel cylinder, or brake-friction-pad area, even if equivalent brake fluid pressure is applied to a wheel cylinder, but in order to simplify explanation here, if the brake fluid pressure concerning the wheel cylinder of each order ring is equivalent, suppose the wheel damping force of an order ring that the same wheel damping force is demonstrated.
[0098] To this ideal braking-force-distribution line (continuous line), using an operation of a proportional control valve as shown with the one-point broken line of said drawing 9 , as the one-point

broken line of drawing 13 shows, an order braking force distribution is set up by the usual car. That is, in the range of the realistic wheel cylinder pressure PW, the wheel damping force ratio into which front-wheel damping force (front-wheel wheel cylinder pressure PW) demonstrates an axis of abscissa, and rear wheel damping force (rear wheel wheel cylinder pressure PW), then an order ring demonstrate an axis of ordinate is set to the front-wheel precedence lock side which is under surface than an ideal braking-force-distribution line.

[0099] With such a configuration, an order braking force distribution is set up so that a front-wheel precedence lock may be carried out at the time of car braking. That is, it is set as the braking force distribution shown with the one-point broken line of drawing 13 . In this case, antiskid-control initiation of the forward right ring FR is carried out, if reduced pressure control is carried out, the brake fluid for this reduced pressure will be added to a rear wheel side, and the brake fluid pressure of a wheel cylinder 42 will turn into the 2nd high brake fluid pressure from master-cylinder-pressure PM.

[0100] That is, although the field beta in drawing 13 is a field for which the wheel damping force by the side of a rear wheel is insufficient as compared with an ideal braking force distribution, it can be compensated with the wheel damping force of the insufficiency of the rear wheel in this field beta with the decompressed amount of brake fluid of a front wheel, and can be brought close to an ideal braking force distribution.

(The 4th example) Based on drawing 14 , the 4th example is explained below.

[0101] The brake system shown in this drawing 14 consists of diagonal piping like the 3rd example. In addition, the same sign is given to what has the same operation effectiveness as each configuration in the brake system shown in drawing 8 , and explanation is omitted. Moreover, since the configuration and flows of control of ECU etc. of this example can adopt the same thing substantially with what was explained by above-mentioned drawing 10 and above-mentioned drawing 11 , they omit explanation.

[0102] In the brake system shown in this drawing 14 , the duct A2 which extends from between the proportional control valves 56 by which the adversative conjunction was carried out to the master cylinder 46 is connected to the wheel cylinder 42 of the left rear ring RL. Moreover, the duct A1 which extends from between a proportional control valve 56 and the deliveries of a pump 49 is connected to the wheel cylinder 41 of the forward right ring FR.

[0103] Thus, it consists of this examples so that it may act contrary to [the maintenance operation by the proportional control valve 56 / in an order ring] the brake system shown in drawing 8 of said 3rd example. That is, the wheel cylinder 42 of the left rear ring RL receives only master cylinder pressure, and the wheel cylinder 41 of the forward right ring FR enjoys the brake fluid pressure by the amount of brake fluid at the time of the suction regurgitation of the decompressed brake fluid of a wheel cylinder 42 being carried out with a pump 49 in addition to master cylinder pressure. Thus, a proportional control valve 56 is arranged so that it may have the maintenance operation which holds the brake fluid pressure concerning the wheel cylinder 41 by the side of a front wheel to the 2nd brake fluid pressure higher than master-cylinder-pressure PM.

[0104] In this example, it is set as a braking force distribution before and after the dotted line of drawing 13 shows. In this time, in case it is wheel-cylinder-pressure PW=KP (= master-cylinder-pressure PM) from which the wheel damping force of an order ring becomes more than predetermined, the wheel damping force by the side of a rear wheel exceeds a front-wheel side. Therefore, when wheel damping force is demonstrated above this brake fluid pressure KP, according to a road surface situation, a rear wheel side carries out a precedence lock rather than a front wheel (equivalent to Field alpha).

[0105] Therefore, if such a braking-force-distribution setup is performed on the car, more than in predetermined master-cylinder-pressure PM=KP, an antiskid control will be performed in the wheel cylinder 42 by the side of a rear wheel, and reduced pressure control will be made. As for time amount t1, then the forward right ring FR, the condition that the antiskid control is not performed is assumed about time amount t1. [in / for this time / drawing 12]

[0106] Supposing reduced pressure control of a wheel cylinder 42 is made from time amount t1 and the wheel acceleration dVW of the ring of a time amount t2 smell lever serves as a forward value, reduced pressure control will be ended and a pulse boost will be performed. In addition, if the antiskid control of the wheel-cylinder 41 side is not carried out between time amount t1-t2, the decompressed brake fluid of a wheel cylinder 42 is attracted by the pump 49 through a reservoir, and is breathed out towards a wheel cylinder 41. Under the present circumstances, since the decompressed amount of brake fluid is added in the wheel cylinder 41 equipped with master-cylinder-pressure PM from the first, the 2nd brake fluid pressure higher than master-cylinder-pressure PM is formed. If master cylinder pressure breaks and this

2nd brake fluid pressure is beyond the point pressure force P, it will be held according to an operation of a proportional control valve 56, and the pressure of a wheel cylinder 41 will become high rather than master-cylinder-pressure PM.

[0107] Moreover, after the pulse boost of the wheel cylinder 42 of the ring for the antiskid control between time amount t2-t3 is carried out, in the time amount t3 from which the slip condition became more than predetermined, reduced pressure control is made again. The decompressed amount of brake fluid in this case is also breathed out by the wheel cylinder 41 by the side of the front wheel by which the antiskid control is not made, and the 2nd brake fluid pressure by the side of a wheel cylinder 41 becomes still higher. In addition, since the proportional control valve 56 is arranged in the location where a pressure maintenance operation of a proportional control valve 56 acts only on the wheel cylinder 41 by the side of a front wheel when the pulse boost of the wheel cylinder 42 is carried out before time amount t2-t3 using master-cylinder-pressure PM, the 2nd brake fluid pressure is held, without changing.

[0108] thus, the brake pedal 43 according to crew even if since sequential increase of the wheel cylinder pressure PW by the side of a front wheel is carried out at the 2nd brake fluid pressure according to the reduced pressure control by the side of a rear wheel -- stepping on -- increase -- even if there is nothing, the wheel damping force by the side of a front wheel can be increased, and a brake stopping distance can be shortened.

[0109] Moreover, if the wheel cylinder by the side of a front wheel is made higher than master-cylinder-pressure PM using the decompressed brake fluid of the wheel by the side of a rear wheel, possibility that a front wheel can also be made to go into an antiskid control will become high. Furthermore, when the wheel by the side of a rear wheel goes into an antiskid control, this rear wheel will demonstrate the maximum wheel damping force substantially.

[0110] In this case, the wheel by the side of a front wheel can be made to go into an antiskid control with the decompressed amount of brake fluid, and a front-wheel side can also demonstrate the maximum wheel damping force, and can improve the balance of the wheel damping force of an order ring. Therefore, the road surface reaction force and the side force of a car-body cross direction in an order ring can be made into the fixed range, an undershirt steer and an exaggerated steer can be avoided, and car-body behavior can be stabilized.

[0111] In addition, when a wheel braking force distribution is set up like the dotted line of drawing 13 , if the wheel cylinder pressure PW by the side of a rear wheel is decompressed by the antiskid control in Field alpha, the braking force distribution of an order ring can be carried as much as possible on an ideal braking-force-distribution line, and improvement in the stability of brake-stopping-distance compaction and car-body behavior will be attained by this.

[0112] Moreover, in case the 2nd wheel cylinder pressure is held, the proportional control valve 56 is used for the above-mentioned, but since a flow of the brake fluid from a wheel-cylinder side to a master cylinder side is enabled mechanical always according to master-cylinder-pressure PM, this proportional control valve 56 is equipped with the effectiveness that wheel-cylinder-pressure control according to crew's actuation intention represented by the fluctuation condition of master-cylinder-pressure PM can be realized without applying an excessive control burden. That is, when the pedal by crew is returned, each wheel cylinder pressure is mechanically decompressed following this.

[0113] In addition, in usual, since the stability of a car body gets worse, the rear wheel precedence lock is avoided, but if it has the antiskid control, since car-body stability is securable, the drawing 13 order braking force distribution can be set up.

(The 5th example) Next, the 5th example is explained based on drawing 15 and drawing 16 . In addition, the same sign is given to what has the same operation effectiveness as each configuration in the brake system shown in said drawing 8 , and explanation is omitted.

[0114] In this example, when wheel cylinder pressure PW turns into the 2nd brake fluid pressure higher than master-cylinder-pressure PM, the control valve 71 equipped with two locations of a free passage and cutoff is adopted instead of a proportional control valve a master cylinder 46 side as a thing holding the differential pressure of a wheel cylinder 41 and the brake fluid pressure by the side of 42.

[0115] This control valve 71 usually has a valve location in the free passage location which is a location of illustration in the brake condition. And the pump discharge point is connected to brake piping by the side of a wheel cylinder 41 and 42 rather than this control valve 71. In addition, in the 1st piping network A, the point which branches to a wheel-cylinder 41 and wheel-cylinder 42 side is prepared in wheel-cylinder 41 and 42 side rather than the control valve 71.

[0116] Moreover, a check valve 72 is formed in a control valve 71 and juxtaposition, and this check valve 72 is connected to the sense which permits only a flow of the brake fluid from a master cylinder 46 side to each wheel-cylinder 41 side and 42 sides. Furthermore, a differential pressure regulating valve 73 is formed in a control valve 71 and juxtaposition. This differential pressure regulating valve 43 permits a flow of the brake fluid by the side of a master cylinder 46 from wheel-cylinder 41 and 42 side, only when the brake fluid pressure by the side of a wheel cylinder becomes high more than place constant pressure (for example, 50 kgf/cm2) rather than master-cylinder-pressure PM.
[0117] Said check valve 72 usually compensates a brake at least, when a control valve 71 produces faults, such as cutoff failure or plugging. Moreover, when a wheel cylinder 41 and the brake fluid pressure in the duct by the side of 42 exceed allowable pressure, a differential pressure regulating valve 73 misses brake fluid to a master cylinder 46 side, and performs duct protection. In addition, these check valves 72 and a differential pressure regulating valve 73 can also be abandoned according to engine performance, duct proof-pressure engine performance, etc. of a control valve 71.
[0118] Next, an example of the flows of control to the system of such a configuration is explained based on the flow chart of drawing 16 . If flows of control start as shown in drawing 16 , same processing will be performed with having explained drawing 11 in full detail from step 500 to step 560.
[0119] And when it is judged that the stop switch 61 is not in ON condition in step 550, or when slip ratio SW was not excessive in step 560 and negative judgment is carried out, it progresses to step 630 and 0 which shows that it is not among an antiskid control is set to Flag F.
[0120] Then, the signal which turns off a control valve 71 in step 640 is outputted. That is, a control valve 71 is maintained in a free passage location. And return flows of control are repeated to step 510. On the other hand, 1 is set to the flag F which shows that the antiskid control of the current controlled-system ring is carried out at step 570 noting that it is in an excessive slip condition, when affirmative judgment is carried out in step 560.
[0121] At continuing step 580, it judges whether the flag F of the direction which is not a current controlled-system ring in the same piping network is set to 1. For example, if a current controlled-system ring is the forward right ring FR, the left rear ring RL will judge whether an antiskid control is inside. And when affirmative judgment is carried out in step 580, it progresses to step 600, and when negative judgment is carried out on the other hand, it progresses to step 590.
[0122] At step 590, a control valve 71 is turned on, a valve location is made into a cutoff location, and it progresses to step 600. At step 600, it judges whether the wheel acceleration dVW of a controlled-system ring became a forward value. If affirmative judgment is carried out here, it will progress to step 610, and if negative judgment is carried out on the other hand, it will progress to step 620.
[0123] At step 620, reduced pressure control to a controlled-system ring is performed. pulse boost control of as opposed to [on the other hand] a controlled-system ring at step 610 -- predetermined time -- or a predetermined pulse Kazumi line is carried out and it returns to said step 510. In addition, the predetermined time activation of the maintenance control to which a boost control valve and a reduced pressure control valve are considered as a cutoff location before a boost of the wheel cylinder pressure by pulse boost may be made to be carried out. Moreover, in the initial output of a pulse boost, you may control to bring the same result as this maintenance control. Since time difference produces this in reduced pressure of the wheel cylinder pressure PW of a controlled-system ring, and a boost of the other rings by the pump discharge, Although the regurgitation of all the decompressed brake fluid may be unable to be turned and carried out to the wheel cylinder of other rings only in the time of the cut off state of the boost control valve in reduced pressure control of a controlled-system ring It is because a boost control valve is a cut off state, so the brake fluid by the pump suction regurgitation will be applied to the wheel cylinder by the side of a non-controlled-system ring at the time of this maintenance if the wheel cylinder pressure after reduced pressure control of a controlled-system ring is held.
[0124] Thus, also in case it is controlled, the same operation effectiveness as the 3rd and 4th above-mentioned examples can be acquired. In addition, in the case of this example, whichever it sets the order ring braking force distribution as [of the dotted line in drawing 13 , or an one point broken line], it can acquire effectiveness. In this example, since allowances are in the wheel damping force which can demonstrate this wheel when the antiskid control of the wheel of the direction which is not a current controlled-system ring is not carried out into the same piping network, the decompressed amount of brake fluid by the antiskid control boosts more highly than master-cylinder-pressure PM.
[0125] Moreover, only when the antiskid control of the wheel of the direction which is not the present controlled-system ring is not carried out into the same piping network, a control valve 71 is made into a

cutoff location, and the pressure by the side of a wheel cylinder can be held. Furthermore, when both wheels in the same piping network go into an antiskid control, since a control valve 71 is still the condition of OFF, it can improve the antiskid-control engine performance. For example, on low mu ways, such as Hikami, if **** which boosts wheel cylinder pressure in the boost control in an antiskid control (pulse boost) is high, depending on the boost control approach situation, it will lapse into a lock inclination immediately, and reduced pressure control time amount will become long. In this case, although the fault to which a brake stopping distance extends can be considered, such fault will not be produced, if the control valve 71 which intercepts a master cylinder and wheel-cylinder side is changed into a free passage condition when both wheels go into an antiskid control like this example.
(The 6th example) Next, the 6th example is explained based on drawing 17 - drawing 20 . In addition, the configuration explained in full detail in said drawing 15 and drawing 10 as the brake system which realizes the flows of control of this example, and an example of the electric configuration is employable.

[0126] If flows of control start as shown in drawing 17 , condition initial setting will be performed at step 700. At step 710, the steering angle omega is detected based on the output signal from the steering sensor 63. This steering angle omega is adopted as a thing corresponding to the piece angle of a wheel.
[0127] Master-cylinder-pressure PM is detected at continuing step 720. What is necessary is just to detect this master-cylinder-pressure PM from the master-cylinder-pressure sensor which is not illustrated. In addition, as a parameter equivalent to master-cylinder-pressure PM, a predetermined sensor may detect a pedal-travel value control-force-by-foot value etc., and you may substitute for it.
[0128] At continuing step 730, it is judged whether master-cylinder-pressure PM is higher than the predetermined pressure KPM. It progresses to step 740 noting that it considers as return at step 710, and pedal treading in of crew considers as the car braking condition more than predetermined when affirmative judgment is carried out on the other hand when negative judgment is carried out here.
[0129] At step 740, it is judged whether the absolute value of the steering angle omega is larger than K omega of predetermined angles. In addition, the car revolution direction is judged by the sign of the positive/negative of the steering angle omega. When negative judgment is carried out in this step 740, it progresses to step 710 at step 750 noting that it is in the revolution condition more than predetermined, when affirmative judgment is carried out on the other hand, return.
[0130] At step 750, the drive of a pump 49 is started noting that it is in the revolution braking condition more than predetermined. In addition, as a revolution braking condition more than predetermined, for example by the car-body behavior actuation by pedal actuation of crew, the freedom of car-body behavior does not hear but steep-turn braking to which car-body behavior becomes unstable is mentioned. After VB has become below the predetermined rate (for example, idle state), the drive discharge of it may be made to be carried out whenever [car-body-speed], until negative judgment of this pump drive is carried out in step 730 or 740.
[0131] At step 760, a control valve 71 is turned on, it considers as a cutoff location, and a flow of the brake fluid by the side of each wheel cylinder 41 and 42 is forbidden a master cylinder 46 side. At step 770, pulse reduced pressure of the rear wheel by the side of an inner ring of spiral wound gasket is carried out in the revolution direction judged by the sign of the positive/negative of the steering angle omega. This pulse reduced pressure may be made to be controlled based on the related map of the steering angle omega shown in drawing 18 , and a reduced pressure pulse ratio. That is, when a steering angle is larger than K omega of predetermined angles, a reduced pressure pulse ratio is enlarged as this steering angle omega becomes large. In addition, a reduced pressure pulse ratio adds VB and the car-body deceleration dVB whenever [car-body-speed], and you may make it control them. For example, a reduced pressure pulse ratio is enlarged as VB becomes large whenever [car-body deceleration dVB or car-body-speed].
[0132] In addition, if it is the ratio of ON (free passage location) condition over OFF (cutoff location) of the reducing valve per unit time amount T1, and it is among [OFF] unit time amount if it is reduced pressure pulse ratio =0% and it is reduced pressure pulse ratio =100% as it is indicated in drawing 19 as a reduced pressure pulse ratio, it is among [ON] unit time amount.
[0133] Next, time amount change of each wheel cylinder pressure at the time of controlling in this way etc. is explained based on drawing 20 . As shown in drawing 20 , it gets into a brake pedal 43 in time amount t1, and master-cylinder-pressure PM begins to be added to each wheel cylinders 41 and 42. A steering 63 begins to rotate in time amount t2, and the steering angle omega becomes larger than K omega of predetermined angles in time amount t3. And if master-cylinder-pressure PM became larger

than the predetermined pressure KPM in time amount t4, a control valve 71 is turned on and it considers as a cutoff location. Reduced pressure control of the wheel cylinder pressure by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket is carried out at this and coincidence, and the brake fluid for this reduced pressure is added to the wheel cylinder by the side of a revolution outer ring of spiral wound gasket. Therefore, the brake fluid pressure by the side of this revolution outer ring of spiral wound gasket turns into the 2nd brake fluid pressure higher than master-cylinder-pressure PM shown with an alternate long and short dash line, and the brake fluid pressure by the side of a revolution inner ring of spiral wound gasket serves as a pressure lower than the master cylinder pressure shown with an alternate long and short dash line.

[0134] By this, ****** wheel damping force can be demonstrated with each wheel in the revolution braking condition. That is, on the whole, the balance of the cross-direction road surface reaction force which each wheel demonstrates, and a side force can be improved by fluctuating revolution inside-and-outside ring wheel cylinder pressure on the basis of master-cylinder-pressure PM so that the revolution outer-ring-of-spiral-wound-gasket side which the brake fluid pressure concerning the revolution inner-ring-of-spiral-wound-gasket side the touch-down load decreased by load migration decreased, and put on the touch-down load may be made higher than master cylinder pressure.

[0135] Moreover, feedforward control can be realized to the rear wheel of the revolution inside which is the easiest to go into an antiskid control before reduced pressure by the antiskid control, and activation of an antiskid control can be delayed.

(The 7th example) Next, the 7th example is explained based on drawing 21 and drawing 22 . The brake system which also explained the flows of control in this 7th example in full detail in said drawing 15 and drawing 10 , and its electric configuration are employable.

[0136] If flows of control start as shown in drawing 21 , condition initial setting will be performed in step 800. In continuing step 810, VW is detected whenever [wheel speed]. At continuing step 820, VB is calculated whenever [car-body-speed].

[0137] At continuing step 830, master-cylinder-pressure PM based on the output of the master-cylinder-pressure sensor which is not illustrated is detected. At continuing step 840, the car-body deceleration dVB is calculated based on the output from the car-body cross-direction acceleration sensor which VB does not illustrate [which does not illustrate and does not time-amount-change] whenever [car-body-speed] etc. At continuing step 850, when negative judgment of whether master-cylinder-pressure PM is larger than the predetermined pressure KPM is carried out, it progresses to step 810 by being judged, and return and when affirmative judgment is carried out on the other hand, it progresses to step 860.

[0138] At step 860, it is judged whether the car-body deceleration dVB is larger than the predetermined car-body deceleration KdVB (for example, 0.3G). You may make it load migration of the cross direction of the condition that the to some extent big car braking condition is demanded by crew, or a car body set up this predetermined car-body deceleration KdVB in view of the condition of generating somewhat greatly. When negative judgment is carried out at this step 860, it progresses to step 810, and return and when affirmative judgment is carried out on the other hand, it progresses to step 870.

[0139] At step 870, predetermined time pulse reduced pressure of the wheel cylinder pressure by the side of a rear wheel is carried out. As shown in drawing 22 , this pulse reduced pressure ratio may be taken to the magnitude of the car-body deceleration dVB, and it may be set up so that it may become large. Moreover, activation initiation of the pump drive is carried out at initiation and coincidence of the pulse reduced pressure by the side of a rear wheel. After VB has become below the predetermined rate (for example, idle state), the drive discharge of it may be made to be carried out whenever [car-body-speed], until negative judgment of this pump drive is carried out in step 850 or 860.

[0140] When such control is performed, feedforward control which increases the brake fluid pressure by the side of a front wheel to the 2nd brake fluid pressure by load migration of the cross direction of a car using the amount of ********** brake fluid to which the touch-down load by the side of a rear wheel became low can be realized. Moreover, as for this invention, it is needless to say that it is not limited to said example and can carry out in various kinds of modes of this invention within the limits.

[0141] (1) For example, in said 1st example, although the amount Xs of wheel slips was adopted and the wheel slip addition value AXs was adopted in the 2nd example as a decision criterion for performing adjustment control, the following means is employable in addition to it.

** For example, the slip ratio of each wheel can be used as a decision criterion.

[0142] ** For example, the wheel cylinder pressure of each wheel can be used as a decision criterion. In this case, when the wheel cylinder pressure detected by the W/C ** sensor 27 becomes beyond a

reference value, it considers that the wheel approached the road surface limitation, and adjustment control is performed.
[0143] ** For example, car-body deceleration can be used as a decision criterion. For example, if adjustment control (for example, free passage control which changes the 1st reduced pressure control valve 15 into a free passage condition) is performed when car-body deceleration is above 0.5G (i.e., when high damping force is added), it becomes a false pumping and it can be delayed that an object ring lapses into a lock condition.
[0144] (2) Moreover, the control valve 71 in the 5th example is adopted instead of the proportional control valve 56 in said the 3rd and 4 example, and you may make it control. Conversely, the proportional control valve 56 in the 3rd and 4 example may be adopted instead of the control valve 71 in the 5th example.
[0145] In addition, in case a control valve 71 is used, according to reduction change of master-cylinder-pressure PM or a pedal travel, ON of a control valve 71 is canceled and it may be made to realize wheel-cylinder-pressure control in alignment with the reduced pressure intention by crew.
(3) You may make it detect a revolution condition for detection of the revolution condition in the 6th example instead of a steering sensor furthermore according to the output from a lateral acceleration sensor.
[0146] (4) The 3rd - the 5th example, and the 6th and 7th examples are combined with arbitration, and you may make it control them in addition.
(5) In said each example, although explained taking the case of X piping, if it is piping which can move brake fluid to the wheel side of another side from one wheel side, it is applicable to various kinds of piping like order piping, for example. For example, you may make it apply the 6th example to the car of piping before and after having each piping network of the forward right ring FR-forward left ring floor line and the right rear ring RR-left rear ring RL.
[0147] (6) Although this invention was applied to the system which generates master-cylinder-pressure PM directly through a vacuum booster by crew's brake pedal in the example to ****, the brake pedal application by crew may be changed into an electrical signal, for example, and you may apply to the system of the so-called brake Bayh wire which generates the brake fluid pressure as master-cylinder-pressure PM in a brake fluid pressure generation source with this electrical signal.
[0148] (7) Moreover, you may apply to the automatic braking system which performs risk aversion etc. In the case of this automatic braking system, master cylinder pressure may be generated by controlling a vacuum booster.

[Translation done.]

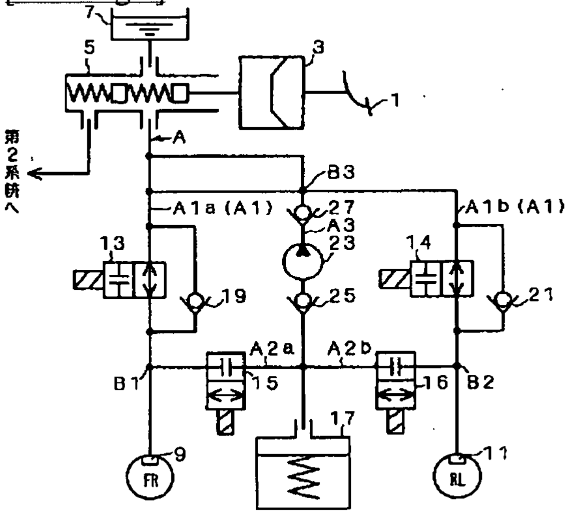
* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

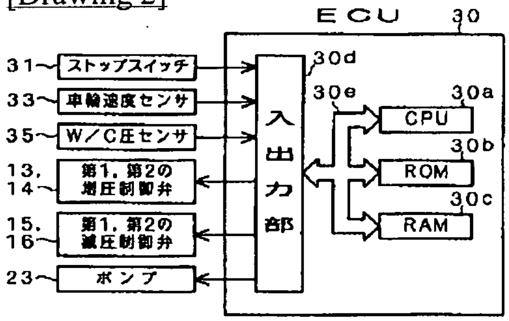
1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

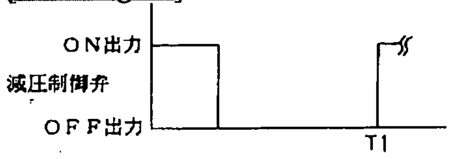
[Drawing 1]



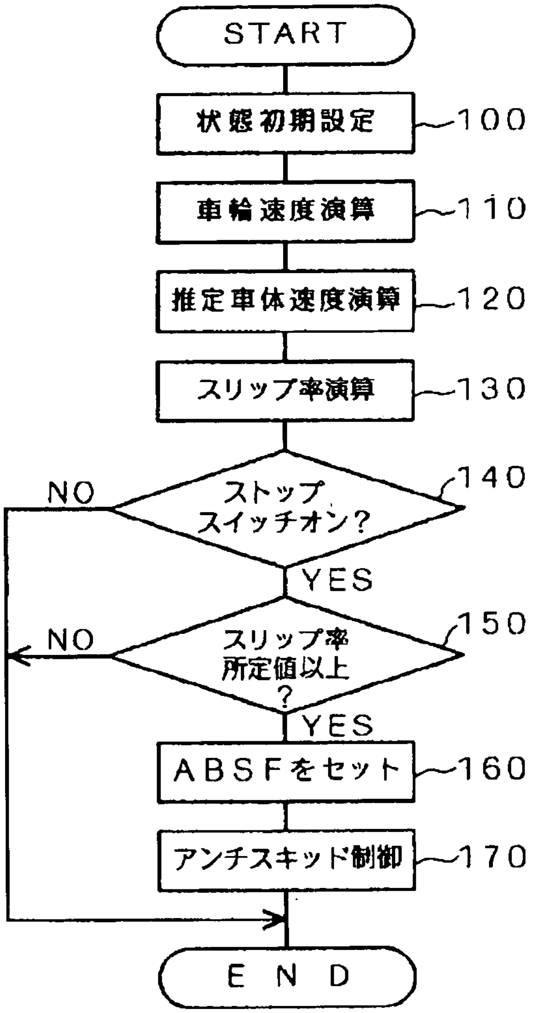
[Drawing 2]



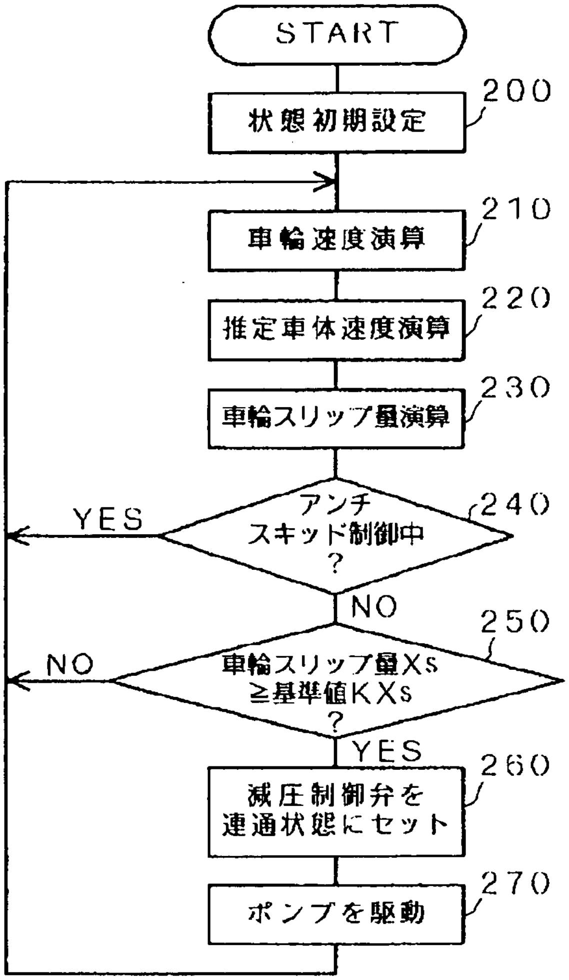
[Drawing 19]



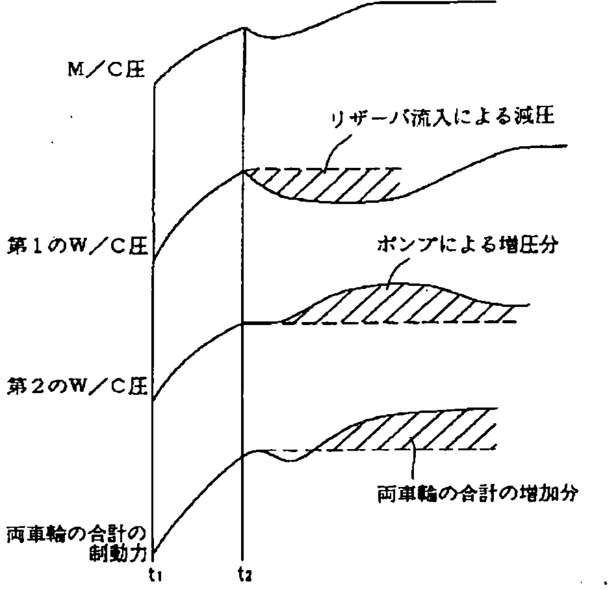
[Drawing 3]


START
状態初期設定
100
車輪速度演算
110
推定車体速度演算
120
スリップ率演算
130
ストップスイッチオン？
140
NO
YES
スリップ率所定値以上？
150
NO
YES
ABSFをセット
160
アンチスキッド制御
170
END

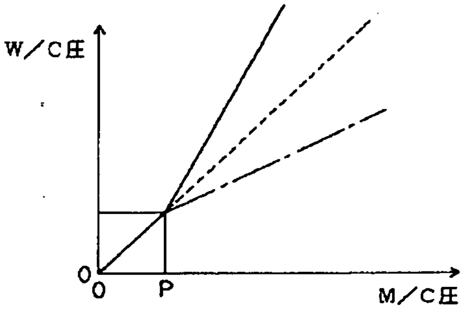
[Drawing 4]



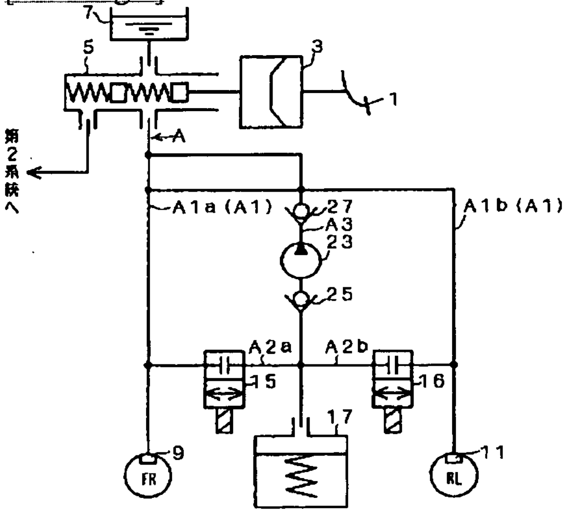
[Drawing 5]



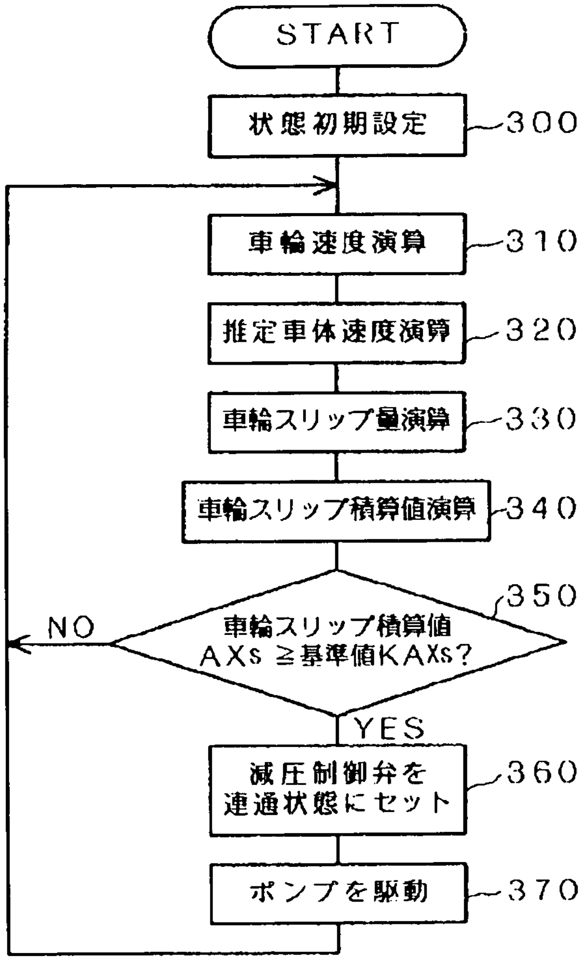
[Drawing 9]



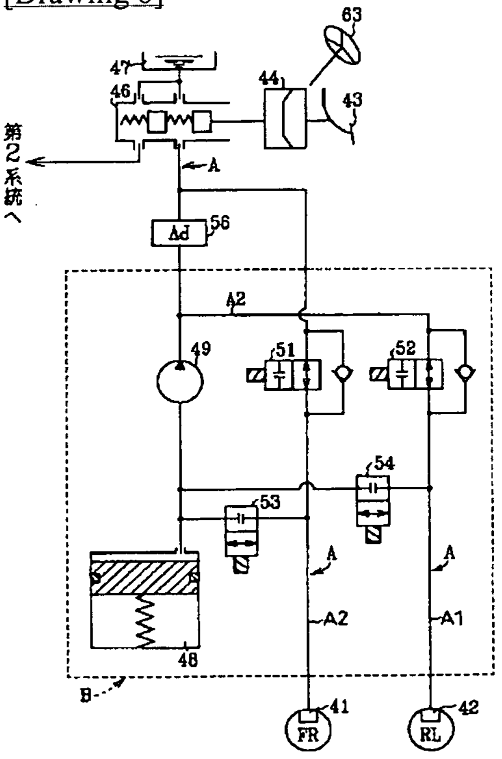
[Drawing 6]



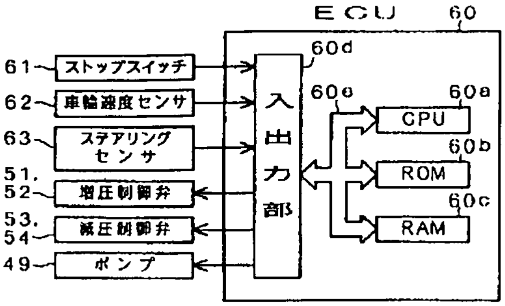
[Drawing 7]



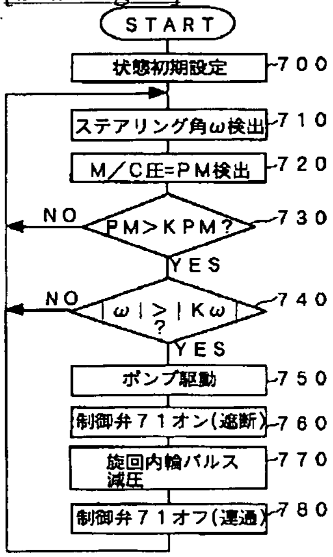
[Drawing 8]



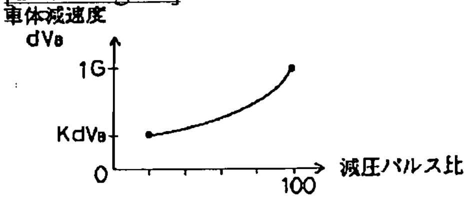
[Drawing 10]



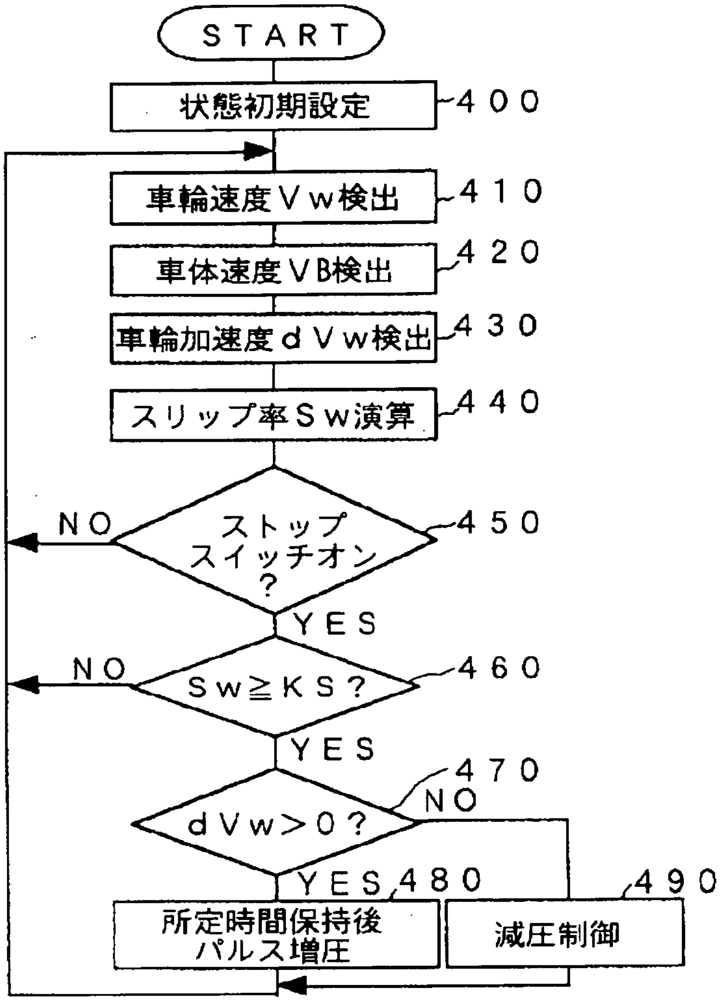
[Drawing 17]



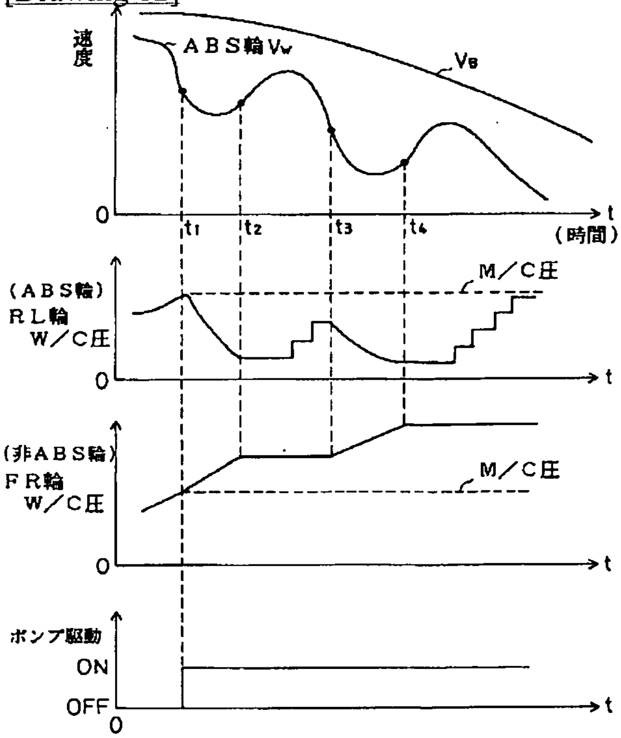
[Drawing 22]



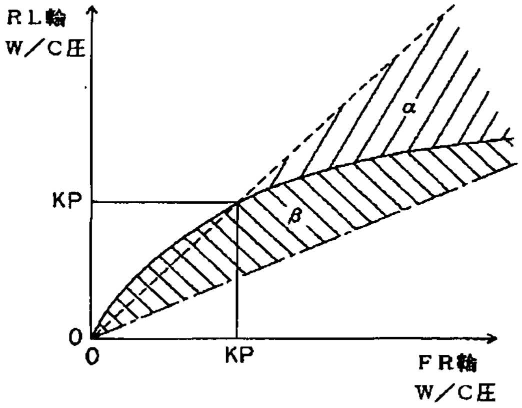
[Drawing 11]



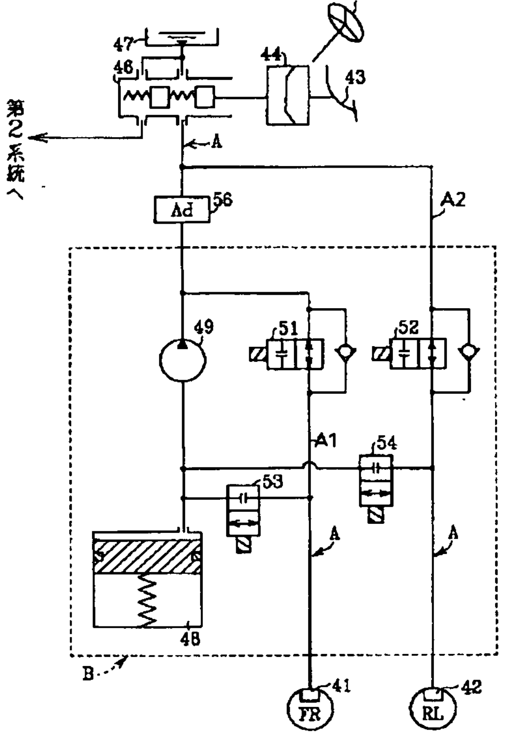
[Drawing 12]



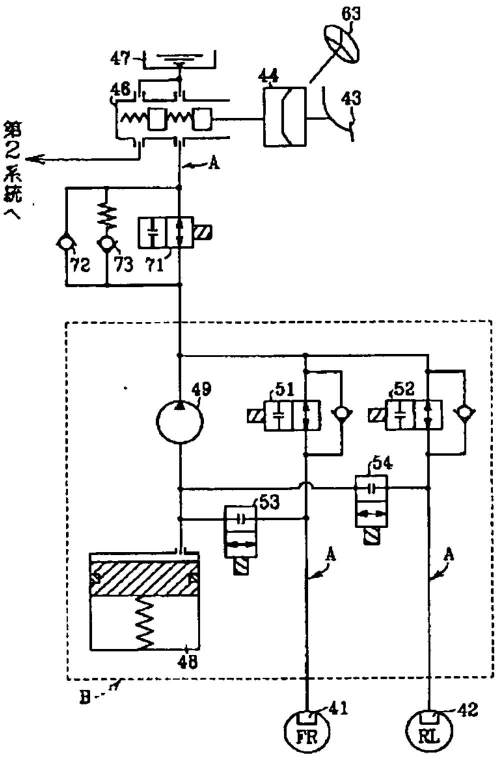
[Drawing 13]



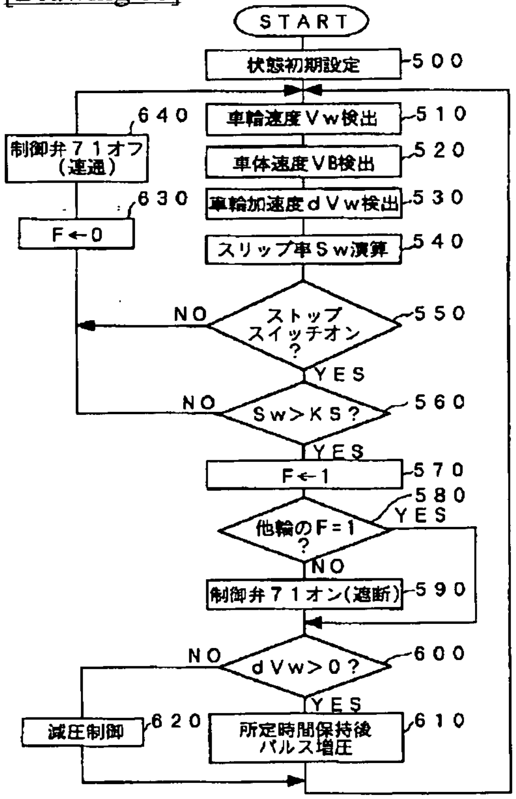
[Drawing 14]



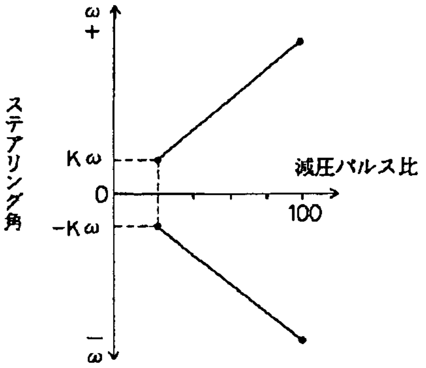
[Drawing 15]



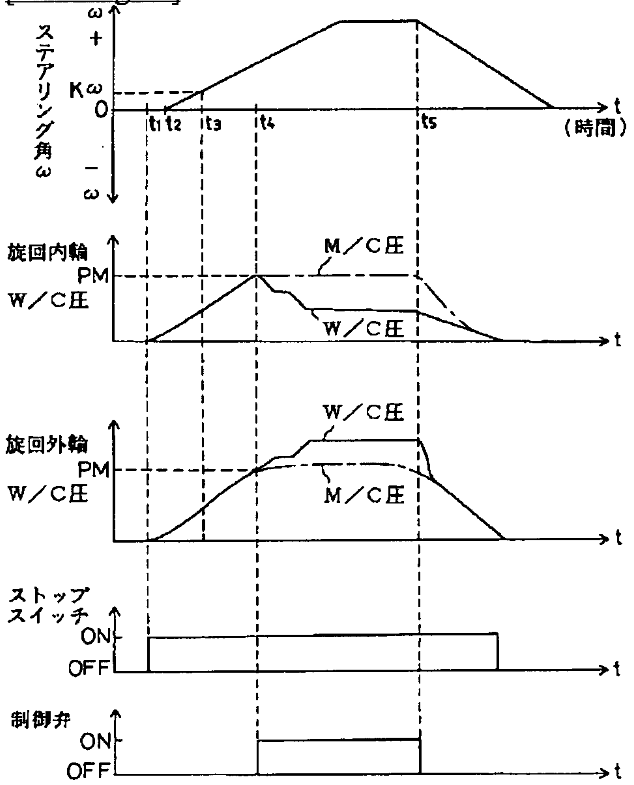
[Drawing 16]



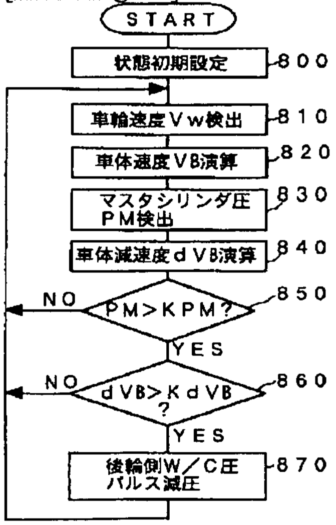
[Drawing 18]



[Drawing 20]



[Drawing 21]



[Translation done.]

(19)日本国特許庁（ＪＰ）

(12) **公開特許公報**（A）

(11)特許出願公開番号

特開平10－310045

(43)公開日　平成10年(1998)11月24日

(51)Int.Cl.⁶　　識別記号　　ＦＩ

Ｂ６０Ｔ　8/44　　　　Ｂ６０Ｔ　8/44

　　　　　8/46　　　　　　　　8/46　　A

審査請求　未請求　請求項の数18　ＯＬ　（全 21 頁）

(21)出願番号　特願平9－183852

(22)出願日　平成9年(1997)7月9日

(31)優先権主張番号　特願平8－185094

(32)優先日　平8(1996)7月15日

(33)優先権主張国　日本（ＪＰ）

(31)優先権主張番号　特願平9－59610

(32)優先日　平9(1997)3月13日

(33)優先権主張国　日本（ＪＰ）

(71)出願人　000004260
株式会社デンソー
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地

(72)発明者　寺尾　秀典
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　株式会社デンソー内

(72)発明者　沢田　護
愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地　株式会社デンソー内

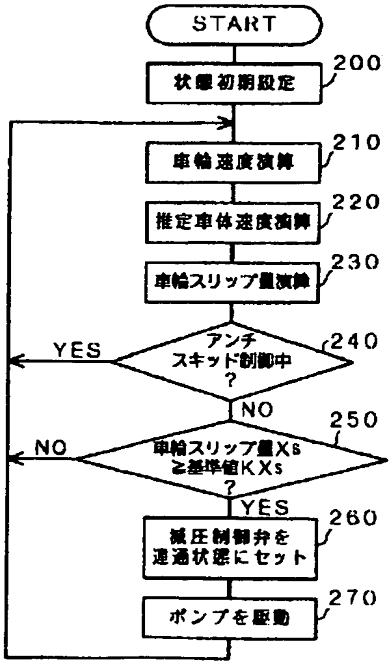
(74)代理人　弁理士　足立　勉

(54)【発明の名称】　車両用ブレーキ装置

(57)【要約】

【課題】　車両制動時に、一つの配管系統における第１及び第２の車輪のブレーキ液圧を調節することにより、制動性能を向上することができる車両用ブレーキ装置を提供すること。

【解決手段】　ステップ２３０では、各車輪毎に車輪スリップ量Ｘｓを算出する。ステップ２５０では、車輪が路面限界に近づいているか否かを、車輪スリップ量Ｘｓが所定の基準値ＫＸｓ以上であるか否かによって判断する。ステップ２６０では、例えば右前輪ＦＲが路面限界に近づいていると判断されたので、第１の減圧制御弁１５を連通状態にし、第１のホイールシリンダ９からブレーキ液をリザーバ１７に逃がして、第１のホイールシリンダ圧を低減する。ステップ２７０では、ポンプ２３を駆動して、リザーバ１７からブレーキ液を汲み上げ、第２のホイールシリンダ圧を上昇させて、左後輪ＲＬの制動力を上げる。



【特許請求の範囲】

【請求項１】　車両制動時に乗員に操作されるブレーキペダルと、
該ブレーキペダルの操作に応じたブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生手段と、
該ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧が伝達されて、第１の車輪に制動力を発生する第１の車輪制動力発生手段と、
前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧が伝達されて、第２の車輪に制動力を発生する第２の車輪制動力発生手段と、
前記ブレーキ液圧発生手段と前記第１及び第２の車輪制動力発生手段とを連通する第１の管路と、
該第１の管路内のブレーキ液を収容可能な収容手段と、
前記第１の車輪及び第２の車輪がそれぞれ路面限界に近づいたか否かを判断する判断手段と、
該判断手段によって、前記第１の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、前記第１の管路を介して、前記ブレーキ液圧発生手段及び前記第１の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を同時に前記収容手段に収容する第１の制御手段と、
前記第１の制御手段が実行された際に、略同時に、前記収容手段に収容されたブレーキ液を前記第１の管路中に吐出する吸引吐出手段と、
を備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置。

【請求項２】　車両制動時に乗員に操作されるブレーキペダルと、
該ブレーキペダルの操作に応じたブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生手段と、
該ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧が伝達されて、第１の車輪に制動力を発生する第１の車輪制動力発生手段と、
前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧が伝達されて、第２の車輪に制動力を発生する第２の車輪制動力発生手段と、
前記ブレーキ液圧発生手段と前記第１及び第２の車輪制動力発生手段とを連通する第１の管路と、
該第１の管路内のブレーキ液を収容可能な収容手段と、
前記第１の車輪及び第２の車輪がそれぞれ路面限界に近づいたか否かを判断する判断手段と、
該判断手段によって、前記第１の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、前記第１の管路を介して、前記ブレーキ液圧発生手段及び前記第１の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を同時に前記収容手段に収容する第１の制御手段と、
前記判断手段によって、前記第２の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、前記第１の管路を介して、前記ブレーキ液圧発生手段及び前記第２の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を同時に前記収容手段に収容する第２の制御手段と、
前記第１の制御手段又は前記第２の制御手段が実行された際に、略同時に、前記収容手段に収容されたブレーキ液を前記第１の管路中に吐出する吸引吐出手段と、
を備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置。

【請求項３】　車両制動時に乗員に操作されるブレーキペダルと、
該ブレーキペダルの操作に応じたブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生手段と、
該ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧が伝達されて、第１の車輪に制動力を発生する第１の車輪制動力発生手段と、
前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧が伝達されて、第２の車輪に制動力を発生する第２の車輪制動力発生手段と、
前記ブレーキ液圧発生手段から延び、途中で枝別れして、それぞれの端部が前記第１及び第２の車輪制動力発生手段に接続される第１の管路と、
該第１の管路内のブレーキ液を収容可能な収容手段と、
一端が前記第１の管路を介して前記第１の車輪制動力発生手段に接続され、他端が前記収容手段に接続される第１の還流管路と、
一端が前記第１の管路を介して前記第２の車輪制動力発生手段に接続され、他端が前記収容手段に接続される第２の還流管路と、
前記第１の還流管路に配設され、当該第１の還流管路を連通・遮断する第１の調整弁と、
前記第２の還流管路に配設され、当該第２の還流管路を連通・遮断する第２の調整弁と、
前記第１の車輪及び第２の車輪がそれぞれ路面限界に近づいたか否かを判断する判断手段と、
該判断手段によって、前記第１の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、前記第１の調整弁を遮断状態から連通状態に制御する第１の制御手段と、
前記判断手段によって、前記第２の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、前記第２の調整弁を遮断状態から連通状態に制御する第２の制御手段と、
前記第１の制御手段又は前記第２の制御手段が実行された際に、略同時に、前記収容手段に収容されたブレーキ液を前記第１の管路中に吐出する吸引吐出手段と、
を備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置。

【請求項４】　前記判断手段による判断が、車輪スリップ量に基づいて行われることを特徴とする前記請求項１～３のいずれか記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項５】　前記判断手段による判断が、車輪スリップ積算値に基づいて行われることを特徴とする前記請求項１～３のいずれか記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項６】　前記判断手段による判断が、スリップ率に基づいて行われることを特徴とする前記請求項１～３のいずれか記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項７】　前記判断手段による判断が、ホイールシ

リンダ圧に基づいて行われることを特徴とする前記請求項１～３のいずれか記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項８】　更に、前記車輪制動力発生手段におけるブレーキ液圧を調整して、制動状態を最適に保つアンチスキッド制御手段を備えたことを特徴とする前記請求項１～７のいずれか記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項９】　車両制動時に、第１のブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を受けて第１の車輪に車輪制動力を発生する第１の車輪制動力発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を受けて第２の車輪に車輪制動力を発生する第２の車輪制動力発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段と、前記第１及び第２の車輪制動力発生手段とを連通する管路と、

前記第１の車輪制動力発生手段と前記第２の車輪制動力発生手段との間におけるブレーキ液の流動を遮断しつつ、前記第１の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧する第１の減圧手段と、

該第１の減圧手段により減圧された分のブレーキ液を吸引して前記第２の車輪制動力発生手段に向けて吐出する吸引吐出手段と、

該吸引吐出手段の実行に伴って前記第２の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液圧が、前記第１のブレーキ液圧よりも高い第２のブレーキ液圧となった際に、この第２のブレーキ液圧を維持する維持手段と、

を備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置。

【請求項１０】　車両制動時に、第１のブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を受けて第１の車輪に車輪制動力を発生する第１の車輪制動力発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を受けて第２の車輪に車輪制動力を発生する第２の車輪制動力発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段と前記第１及び第２の車輪制動力発生手段とを連通する管路と、

前記第１の車輪制動力発生手段と前記第２の車輪制動力発生手段との間におけるブレーキ液の流動を遮断しつつ、前記第１の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧する第１の減圧手段と、

前記第１の車輪制動力発生手段と前記第２の車輪制動力発生手段との間におけるブレーキ液の流動を遮断しつつ、前記第２の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧する第２の減圧手段と、

車体挙動に応じて前記第１又は第２の減圧手段の一方を実行する制御手段と、

前記制御手段の実行時に、当該制御手段による制御実行対象の減圧手段により減圧された一方の車輪制動力発生手段からの減圧分のブレーキ液を吸引して、他方の車輪制動力発生手段に向けて吐出する吸引吐出手段と、

該吸引吐出手段の実行に伴って前記他方の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液圧が前記第１のブレーキ液圧よりも高い第２のブレーキ液圧となった際に、この第２のブレーキ液圧を維持する維持手段と、

を備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置。

【請求項１１】　前記制御手段は、前記車体挙動として車両制動時における荷重移動を検出する荷重移動検出手段を備えることを特徴とする前記請求項１０に記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項１２】　前記制御手段は、前記荷重移動検出手段の検出結果に基づいて、接地荷重が抜ける車輪の前記車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧し、

前記維持手段は、前記減圧分のブレーキ液により前記第２のブレーキ液圧に増圧された前記接地荷重が増大する車輪の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を維持することを特徴とする前記請求項１１に記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項１３】　前記荷重移動検出手段として、車両制動時における車体減速度を検出する車体減速度検出手段を備えることを特徴とする請求項１１又は１２に記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項１４】　前記荷重移動検出手段として、車両制動時における車両旋回状態を検出する旋回状態検出手段を備えることを特徴とする前記請求項１１又は１２に記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項１５】　車両制動時に、第１のブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を受けて第１の車輪に車輪制動力を発生する第１の車輪制動力発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を受けて第２の車輪に車輪制動力を発生する第２の車輪制動力発生手段と、

前記ブレーキ液圧発生手段と前記第１及び第２の車輪制動力発生手段とを連通する管路と、

前記第１の車輪及び第２の車輪のスリップ状態を検出するスリップ状態検出手段と、

前記スリップ状態に応じて、前記第１及び第２の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を増減圧制御するアンチスキッド制御手段と、

該アンチスキッド制御手段により、前記第１又は第２の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧の減圧が実行された際に、この減圧分のブレーキ液を吸引して、前記管路中に吐出する吸引吐出手段と、

該吸引吐出手段の実行に伴い、前記管路中に前記第１のブレーキ液圧よりも高い第２のブレーキ液圧を形成するとともに、この第２のブレーキ液圧を維持する維持手段と、

を備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置。

【請求項１６】　前記維持手段は、前記管路に配設され、

前記ブレーキ液圧発生手段における第１のブレーキ液圧が所定の折れ点圧より高い圧力である際に、少なくとも一方の前記車輪制動力発生手段側から前記ブレーキ液圧発生手段へのブレーキ液の流動時には所定の減衰比にて圧力減衰することによって当該車輪制動力発生手段のブレーキ液圧を前記第２のブレーキ液圧に維持し、且つ前記ブレーキ液圧発生手段側から少なくとも一方の前記車輪制動力発生手段側へのブレーキ液の流動時及び前記ブレーキ液圧発生手段における第１のブレーキ液圧が所定の折れ点圧以下である際の当該車輪制動力発生手段側から前記ブレーキ液圧発生手段へのブレーキ液の流動時には実質的に圧力減衰なしにブレーキ液を流動することを特徴とする前記請求項９～１５のいずれかに記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項１７】　前記維持手段は、前記管路に配設され、

前記ブレーキ液圧発生手段側と少なくとも一方の前記車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を連通・遮断する２位置弁であることを特徴とする前記請求項９～１５のいずれかに記載の車両用ブレーキ装置。

【請求項１８】　前記維持手段は、前記管路に配設され、前記ブレーキ液圧発生手段側と少なくとも一方の前記車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を連通・遮断する２位置弁であり、

この２位置弁は、前記アンチスキッド制御手段により第１の車輪又は第２の車輪の車輪制動力発生手段に対して増減圧制御が実行されている際に、前記ブレーキ液圧発生手段側と前記車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を遮断する遮断状態とされ、

一方、第１の車輪及び第２の車輪の車輪制動力発生手段に対して増減圧制御が実行されている際、もしくは前記アンチスキッド制御手段が実行されていない際には、前記ブレーキ液圧発生手段側と前記車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を許容する連通状態とされることを特徴とする前記請求項１５に記載の車両用ブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両用のブレーキ装置に関し、乗員のブレーキペダル操作によって制動力が調節される車両用ブレーキ装置に関する。

【０００２】

【従来の技術】

ａ）従来より、車両制動時の制御として、車輪のスリップ状態を検出し、該車輪のスリップ状態が所定以上となった場合（例えばスリップ率が基準値以上となった場合）、そのスリップ状態を最適状態に制御するために、ホイールシリンダ圧を低減して制動力を調節するいわゆるアンチスキッド制御が知られている。

【０００３】上述したアンチスキッド制御などを行なうブレーキ装置には、４つの車輪のホイールシリンダに対してブレーキ液圧を供給する配管が設けられており、この配管としては、安全性などの観点から、例えばX配管や前後配管などの様に、マスタシリンダから伸びる２系統の配管が採用されている。即ち、各配管系統には、それぞれ２つの車輪のホイールシリンダが接続されている。

【０００４】ｂ）また、従来、特開昭６１－２０２９６５号公報に記載されているアンチスキッド制御装置も知られている。このアンチスキッド制御装置は、ポンプ吐出をホイールシリンダに接続し、アンチスキッド制御時にポンプによりホールシリンダ圧の増圧を実現している。よって、アンチスキッド制御時に、ホイールシリンダ圧がマスタシリンダ圧よりも高くならない限りポンプ吐出によるブレーキ液がマスタシリンダ側に流動せず、ペダルフィーリングが向上されている。

【０００５】

【発明が解決しようとする課題】ところが、前記ａ）の技術では、上述した配管を有する構造にてアンチスキッド制御を行なうブレーキ装置においては、例えば旋回時に、１つの配管系統のうち、例えば内側の車輪が路面限界に近づいた場合には、単にその車輪のマスタシリンダ圧を低減する制御を行なうだけであるので、その車輪の車輪ロックは防止できるかも知れないが、一つの配管系統でみるとブレーキ液圧が低下することになるので、トータルとして制動力が低下するという問題があった。

【０００６】そこで本発明では、車両制動時に、一つの配管系統における第１及び第２の車輪のブレーキ液圧を調節することにより、制動性能を向上することができる車両用ブレーキ装置を提供することを第１の目的とする。ｂ）また、前記ａ）の技術においては、上述の公報第１図に示されている如く、従来のアンチスキッド装置では、管路２１及び逆止弁３１、管路３０及び逆止弁３４が配置されているため、マスタシリンダ圧よりも高いブレーキ液圧をホイールシリンダに加えることは不可能であった。

【０００７】よって、例えば１輪においてアンチスキッド制御が開始されてホイールシリンダ圧が減圧された場合、ポンプによる吸引吐出はリザーバに流入した減圧分のブレーキ液を排出して減圧可能とするのみであり、減圧分のブレーキ液を有効に利用していない。

【０００８】このような点を鑑みて本発明では、一輪において減圧されたブレーキ液を有効に利用して他輪を例えばマスタシリンダ圧より高く増圧し、車体挙動の安定性を向上したり、あるいは制動距離を短縮したりすることを第２の目的とする。

【０００９】

【課題を解決するための手段】

ａ）そこで、前記第１の目的を達成するために、下記の請求項１～８の発明の構成を採用した。即ち請求項１の発明では、乗員の踏力はブレーキペダルからブレーキ液圧発生手段（例えばマスタシリンダ）に伝達されて、ブレーキ液圧を発生する。このブレーキ液圧は、第１の管路を介して、第１及び第２の車輪制動力発生手段（例えばホイールシリンダ）に加えられて、第１及び第２の車輪において制動力が発生する。

【００１０】そして、判断手段によって、第１の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、第１の制御手段によって、第１の管路を介して、ブレーキ液圧発生手段及び第１の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を、同時に収容手段（例えばリザーバ）に収容する。また、第１の制御手段が実行された際には、略同時に、吸引吐出手段（例えばポンプ）によって、収容手段に収容されたブレーキ液を第１の管路中に吐出する。

【００１１】つまり、本発明では、例えば、一つの配管系統の２つの車輪のうち、一方の車輪（第１の車輪）が路面限界に達した場合には、第１の車輪のホイールシリンダに連通する第１の管路からブレーキ液をリザーバに逃がして、一時的に第１の車輪のホイールシリンダ圧を低減し、第１の車輪が路面限界に至ることを防止している。それと同時に、ポンプによってリザーバからブレーキ液を吸引して第１の管路に供給しているので、他方の車輪（第２の車輪）のホイールシリンダ圧を増大することができる。これによって、第２の車輪の制動力が増加するので、一つの配管系統におけるトータルとしての制動力、ひいては車両全体おける制動力が向上することになる。

【００１２】即ち、本発明では、例えば、路面限界に近づいた第１の車輪のホイールシリンダのブレーキ液を、簡易的に他方の（路面限界には遠い）第２の車輪のホイールシリンダに移動することができるので、全体として制動力を高めることができる。

【００１３】また、リザーバにブレーキ液を収容する際には、一時的にマスタシリンダ圧も低減するので、ペダル反力が低減する。よって、乗員の踏込状態が一定であっても、ブレーキペダルが押し込まれる方向に動き、これと同時に、ポンプによる汲み上げが行われるので、第２の車輪のホイールシリンダ圧は、この押し込まれた分だけ一層増大し、それによって制動力が増加することになる。

【００１４】尚、ブレーキペダルが押し込まれる状態中におけるポンプ吐出では、ペダル反力（板圧感）を殆ど乗員に与えないので、ペダル反力による影響（例えばブレーキペダルの押し戻し感）を受けることはない。請求項２の発明では、特に、判断手段によって、第１の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、第１の制御手段によって、第１の管路を介して、ブレーキ液圧発生手段及び第１の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を同時に収容手段に収容する。同様に、判断手段によって、第２の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、第２の制御手段によって、第１の管路を介して、ブレーキ液圧発生手段及び第２の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を同時に収容手段に収容する。

【００１５】そして、第１の制御手段又は第２の制御手段が実行された際には、吸引吐出手段によって、略同時に、収容手段に収容されたブレーキ液を第１の管路中に吐出する。つまり、本発明では、各車輪が路面限界に達した場合に、例えば、各車輪のホイールシリンダからリザーバにブレーキ液を逃がして、ホイールシリンダ圧を低減するので、各車輪毎に車輪ロックに至ることを防止することができる。それとともに、ポンプによって第１の管路にブレーキ液を吐出するので、第１の制御手段又は第２の制御手段が実行されていない側の車輪のホイールシリンダ圧を増加させることができ、それによって、その車輪の制動力を高めることができるので、トータルとして車両の制動力を向上することができる。

【００１６】請求項３の発明では、特に、判断手段によって、第１の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、第１の制御手段によって、第１の調整弁を遮断状態から連通状態に制御して、第１の還流管路を開いて、ブレーキ液圧発生手段及び第１の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を同時に収容手段に収容する。同様に、判断手段によって、第２の車輪が路面限界に近づいたと判断された場合には、第２の制御手段によって、第２の調整弁を遮断状態から連通状態に制御して、第２の還流管路を開いて、ブレーキ液圧発生手段及び第２の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液を同時に収容手段に収容する。

【００１７】そして、第１の制御手段又は第２の制御手段が実行された際には、吸引吐出手段によって、略同時に、収容手段に収容されたブレーキ液を第１の管路中に吐出する。つまり、本発明では、各車輪が路面限界に達した場合に、第１の調整弁又は第２の調整弁を駆動して、例えば、各車輪のホイールシリンダからリザーバにブレーキ液を逃がして、ホイールシリンダ圧を低減するので、各車輪毎に車輪ロックに至ることを防止することができる。それとともに、ポンプによって第１の管路にブレーキ液を吐出するので、第１の制御手段又は第２の制御手段が実行されていない側の車輪のホイールシリンダ圧を増加させることができ、それによって、その車輪の制動力を高めることができるので、トータルとして車両の制動力を向上することができる。

【００１８】請求項４の発明では、判断手段による判断を、車輪スリップ量に基づいて行なうことができる。従って、車輪スリップ量が所定値以上の場合に路面限界に近づいたと判断することができる。請求項５の発明では、判断手段による判断を、車輪スリップ積算値に基づ

いて行なうことができる。従って、車輪スリップ積算値が所定値以上の場合に路面限界に近づいたと判断することができる。

【００１９】請求項６の発明では、判断手段による判断を、スリップ率に基づいて行なうことができる。従って、スリップ率が所定値以上の場合に路面限界に近づいたと判断することができる。請求項７の発明では、判断手段による判断を、ホイールシリンダ圧に基づいて行なうことができる。従って、ホイールシリンダ圧が所定値以上の場合に路面限界に近づいたと判断することができる。

【００２０】請求項８の発明では、車輪制動力発生手段におけるブレーキ液圧を調整して、制動状態を最適に保つアンチスキッド制御手段を備えている。従って、路面限界に達した車輪に対してアンチスキッド制御を行なうことができるので、制動力が向上するという利点がある。特に、上述したように、一方の車輪のホイールシリンダから他方の車輪のホイールシリンダにブレーキ液を移動させただだけでは、車輪ロックに至ることを防止できない場合に有効である。

【００２１】ｂ）また、前記第２の目的を達成するために、下記の請求項９～１８の発明の構成を採用した。請求項９の発明では、車両制動時に、第１の車輪制動力発生手段は、ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を管路を介して受けて、第１の車輪に車輪制動力を発生し、第２の車輪制動力発生手段は、ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を管路を介して受けて、第２の車輪に車輪制動力を発生する。また、第１の減圧手段は、第１の車輪制動力発生手段と第２の車輪制動力発生手段との間におけるブレーキ液の流動を遮断しつつ、第１の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧し、吸引吐出手段は、第１の減圧手段により減圧された分のブレーキ液を吸引して第２の車輪制動力発生手段に向けて吐出する。

【００２２】そして、維持手段は、吸引吐出手段の実行に伴って第２の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液圧が、第１のブレーキ液圧よりも高い第２のブレーキ液圧となった際に、この第２のブレーキ液圧を維持する。つまり、本発明では、一方の車輪側の例えばホイールシリンダにおいて減圧された分のブレーキ液を吸引して、他方の車輪側の例えばホイールシリンダに供給している。これにより、たとえ乗員によるブレーキペダルの踏み増しがなくても、一輪において減圧されたブレーキ液を有効に利用して他輪側のブレーキ液圧を例えばマスタシリンダ圧より高く増圧し、車体挙動の安定性を向上させたり、制動距離を短縮することができる。

【００２３】請求項１０の発明では、車両制動時に、第１の車輪制動力発生手段は、ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を管路を介して受けて、第１の車輪に車輪制動力を発生し、第２の車輪制動力発生手段は、ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を管路を介して受けて、第２の車輪に車輪制動力を発生する。第１の減圧手段は、第１の車輪制動力発生手段と第２の車輪制動力発生手段との間におけるブレーキ液の流動を遮断しつつ、第１の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧し、第２の減圧手段は、第１の車輪制動力発生手段と第２の車輪制動力発生手段との間におけるブレーキ液の流動を遮断しつつ、第２の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧するが、制御手段は、車体挙動に応じてこの第１又は第２の減圧手段の一方を実行する。

【００２４】そして、吸引吐出手段は、制御手段の実行時に、制御手段による制御実行対象の減圧手段により減圧された一方の車輪制動力発生手段からの減圧分のブレーキ液を吸引して、他方の車輪制動力発生手段に向けて吐出し、維持手段は、吸引吐出手段の実行に伴って他方の車輪制動力発生手段におけるブレーキ液圧が第１のブレーキ液圧よりも高い第２のブレーキ液圧となった際に、この第２のブレーキ液圧を維持する。

【００２５】つまり、本発明では、第１及び第２の減圧手段の実行を、例えば減速状態や旋回状態等の車両挙動に応じて、制御手段によって切り換えている。そのため、例えば減速状態や旋回状態等の車両挙動に応じて、適切な制動力配分をとすることができ、よって各輪において高い制動力が実現できるので、種々の運転状態においても効果的に制動力を短縮することができる。

【００２６】請求項１１の発明では、制御手段は、車体挙動として車両制動時における荷重移動を検出する荷重移動検出手段を備えている。つまり、荷重移動を検出することに車両挙動を正確に検知できるので、より精密な制御を行なうことができる。

【００２７】請求項１２の発明では、制御手段は、荷重移動検出手段の検出結果に基づいて、接地荷重が抜ける車輪の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を減圧し、維持手段は、減圧分のブレーキ液により第２のブレーキ液圧に増圧された接地荷重が増大する車輪の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を維持する。

【００２８】本発明では、一方の荷重が小さくなる車輪側のブレーキ液圧を低減して、他方の車輪側のブレーキ液圧を増圧して保持するので、好ましい制動力配分とすることができる。請求項１３の発明では、荷重移動検出手段として、例えば前後Ｇセンサ等の車両制動時における車体減速度を検出する車体減速度検出手段を用いることができ、これらのセンサを用いると、荷重移動を容易に且つ正確に検出することができる。

【００２９】請求項１４の発明では、荷重移動検出手段として、例えばステアリング角を検出するステアリングセンサや横Ｇセンサ等の車両制動時における車両旋回状態を検出する旋回状態検出手段を用いることができる。これらのセンサを用いると、荷重移動を容易に且つ正確に検出することができる。

【００３０】請求項１５の発明では、車両制動時に、第１の車輪制動力発生手段は、ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を管路を介して受けて、第１の車輪に車輪制動力を発生し、第２の車輪制動力発生手段は、ブレーキ液圧発生手段からのブレーキ液圧を管路を介して受けて、第２の車輪に車輪制動力を発生する。

【００３１】更に、スリップ状態検出手段は、第１の車輪及び第２の車輪のスリップ状態を検出すると、アンチスキッド制御手段は、そのスリップ状態に応じて、第１及び第２の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧を増減圧制御する。そして、吸引吐出手段は、アンチスキッド制御手段により、第１又は第２の車輪制動力発生手段にかかるブレーキ液圧の減圧が実行された際に、減圧分のブレーキ液を吸引して管路中に吐出し、維持手段は、吸引吐出手段の実行に伴って形成された第１のブレーキ液圧よりも高い第２のブレーキ液圧を維持する。

【００３２】つまり、本発明では、同一配管系統内において、現在制御対象でない方の車輪がアンチスキッド制御されていない場合に、この車輪が発揮できる車輪制動力に余裕があるため、アンチスキッド制御による減圧分のブレーキ液を用いて、アンチスキッド制御されていない側の車輪の制動力を向上するものである。これにより、車両全体の制動力が向上するので、制動距離が短縮するという効果がある。

【００３３】請求項１６の発明では、維持手段として、ブレーキ液圧発生手段における第１のブレーキ液圧が所定の折れ点圧より高い圧力である際に、少なくとも一方の車輪制動力発生手段側からブレーキ液圧発生手段へのブレーキ液の流動時には所定の減衰比にて圧力減衰することによって車輪制動力発生手段のブレーキ液圧を第２のブレーキ液圧に維持し、且つブレーキ液圧発生手段側から少なくとも一方の車輪制動力発生手段側へのブレーキ液の流動時及びブレーキ液圧発生手段における第１のブレーキ液圧が所定の折れ点圧以下である際の当該車輪制動力発生手段側からブレーキ液圧発生手段へのブレーキ液の流動時には実質的に圧力減衰なしにブレーキ液を流動する手段を採用できる。

【００３４】これは、いわゆる比例制御弁と呼ばれるものであり、これにより、差圧を保持する機能等を効果的に実現することができる。請求項１７の発明では、維持手段として、ブレーキ液圧発生手段側と少なくとも一方の車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を連通・遮断する２位置弁を用いることができる。

【００３５】つまり、比例制御弁ではない２位置制御弁によっても、前記請求項１６の発明と同様な機能を実現することができる。請求項１８の発明では、維持手段として、ブレーキ液圧発生手段側と少なくとも一方の車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を連通・遮断する２位置弁を採用できる。特に、この２位置弁は、アンチスキッド制御手段により第１の車輪又は第２の車輪の車輪制動力発生手段に対して増減圧制御が実行されている際に、ブレーキ液圧発生手段側と車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を遮断する遮断状態とされ、一方、第１の車輪及び第２の車輪の車輪制動力発生手段に対して増減圧制御が実行されている際、もしくはアンチスキッド制御手段が実行されていない際には、ブレーキ液圧発生手段側と車輪制動力発生手段側との間のブレーキ液の流動を許容する連通状態とされる。

【００３６】つまり、この２位置弁は、第１及び第２の車輪のうち、どちらか一方の車輪側に対してアンチスキッド制御による増減圧制御が行われている場合には遮断状態とされるので、これにより、増減圧制御輪における例えばホイールシリンダ圧を保持することができる。また、両方の車輪に対して増減圧制御が実行されている場合には連通状態とされるので、例えば氷上等の低μ路においてアンチスキッド制御性能を向上することができる。更に、アンチスキッド制御が実行されていない場合には連通状態とされるので、通常のブレーキ操作が可能である。

【００３７】この様に２位置弁の動作を制御することにより、アンチスキッド制御の状態に応じて、適切に必要なブレーキ液圧を確保して、高い制動力を実現することができる。

【００３８】

【発明の実施の形態】以下、本発明の車両用ブレーキ装置の好適な実施の形態を、例（実施例）を挙げて図面に基づいて詳細に説明する。

（第１実施例）本実施例は、アンチスキッド制御を行なうことが可能な前輪駆動の４輪車において、右前輪－左後輪、左前輪－右後輪の各配管系統を備えるＸ配管の車両に、本発明による車両用ブレーキ装置を適用した例である。

【００３９】ａ）まず、ブレーキ装置の基本構成を、図１に示すブレーキ配管モデル図に基づいて説明する。尚、説明を簡略化するために、以下の説明では特定の配管系統（例えば右前輪及び左後輪）を例に挙げて説明する。図１において、車両に制動力を加える際に運転者によって踏み込まれるブレーキペダル１は、倍力装置３と接続されており、ブレーキペダル１に加えられる踏力及びペダルストロークがこの倍力装置３に伝達される。

【００４０】マスタシリンダ（Ｍ／Ｃ）５は、倍力装置３によって倍力されたブレーキ液圧を、ブレーキ配管全体に加えるものであり、このマスタシリンダ５には、ブレーキ液を貯溜するマスタリザーバ７を備えている。前記マスタシリンダ５にて発生したマスタシリンダ圧（Ｍ／Ｃ圧）は、マスタシリンダ５と、右前輪ＦＲに配設されてこの車輪に制動力を加える第１のホイールシリンダ（Ｗ／Ｃ）９と、左後輪ＲＬに配設されてこの車輪に制動力を加える第２のホイールシリンダ１１とを結ぶ第１の配管系統Ａ内のブレーキ液に伝達される。同様にマス

タシリンダ圧は、左前輪と右後輪とに配設された各ホイールシリンダとマスタシリンダ５とを結ぶ第２の配管系統にも伝達されるが、第１の配管系統Ａと同様の構成を採用できるため、詳述しない。

【００４１】前記第１の配管系統Ａのブレーキ配管の構成として、右前輪ＦＲ側には、マスタシリンダ５と第１のホイールシリンダ９とを連通する管路Ａ１ａと、管路Ａ１ａを開閉制御する電磁弁（第１の増圧制御弁）１３と、第１の増圧制御弁１３と並列に設けられたチェック弁１９と、第１の増圧制御弁１３と第１のホイールシリンダ９との間の分岐点Ｂ１から分岐してリザーバ１７に至る管路Ａ２ａと、管路Ａ２ａを開閉制御する電磁弁（第１の減圧制御弁＝第１の調整弁）１５とを備えている。

【００４２】また、左後輪ＲＬ側には、同様に、マスタシリンダ５と第２のホイールシリンダ１１とを連通する管路Ａ１ｂと、管路Ａ１ｂを開閉制御する電磁弁（第２の増圧制御弁）１４と、第２の増圧制御弁１４と並列に設けられたチェック弁２１と、第２の増圧制御弁１４と第２のホイールシリンダ１１との間の分岐点Ｂ２から分岐してリザーバ１７に至る管路Ａ２ｂと、管路Ａ２ｂを開閉制御する電磁弁（第２の減圧制御弁＝第２の調整弁）１６とを備えている。尚、管路Ａ１ａ，Ａ１ｂを管路Ａ１と総称する。

【００４３】更に、各制御弁１３～１６と並列にリザーバ１７から（マスタシリンダ５に連通する）管路Ａ１の分岐点Ｂ３に至る管路Ａ３と、管路Ａ３に設けられてリザーバ１７からブレーキ液を管路Ａ１側に汲み上げるポンプ２３と、ポンプ２３の上流側及び下流側に設けられたチェック弁２５，２７とを備えている。

【００４４】上述したブレーキ配管では、右前輪ＦＲ及び左後輪ＲＬに対してアンチスキッド制御を行なう場合には、各制御弁１３～１６の開閉制御により、それぞれのホイールシリンダ圧を周知の増圧、保持又は減圧の状態に設定して制動力を調節する。

【００４５】特に、本実施例では、後述するように、各減圧制御弁１５，１６及びポンプ２３を駆動することにより、第１及び第２のホイールシリンダ９，１１間においてブレーキ液を移動させて、それぞれのホイールシリンダ圧（以下第１及び第２のホイールシリンダ圧と称す）を調節する制御（以下調整制御と称する）が行われる。その場合は、両増圧制御弁１３，１４がオフで管路Ａ１が連通されており、路面限界に近いどちらかの車輪側の減圧制御弁１５，１６をオンして管路Ａ２を連通させるとともに、ポンプ２３を駆動する制御が行われる。

【００４６】ｂ）次に、本実施例の電気的構成を説明する。前記アンチスキッド制御及び調整制御等は、図２に示す電子制御装置（ＥＣＵ）３０によって行われる。このＥＣＵ３０は、周知のＣＰＵ３０ａ、ＲＯＭ３０ｂ、ＲＡＭ３０ｃ、入出力部３０ｄ、及びバスライン３０ｅ等を備えたマイクロコンピュータとして構成されている。

【００４７】前記入出力部３０ｄには、ブレーキペダル１が踏み込まれ実質的に車両制動状態となったことを検出するストップスイッチ３１、各車輪毎の車輪速度を検出する車輪速度センサ３３、各車輪毎のホイールシリンダ圧を検出するＷ／Ｃ圧センサ３５が接続されている。また、入出力部３０ｄには、第１及び第２の増圧制御弁１３，１４、第１及び第２の減圧制御弁１５，１６、ポンプ２３が接続されている。

【００４８】ｃ）次に、このＥＣＵ３０にて行われる制御処理について説明する。

①まず、図３のフローチャートに基づいて、アンチスキッド制御を開始する制御処理を説明する。図３のステップ１００にて、フラグをクリアする等の周知の状態初期設定の処理を行なう。

【００４９】続くステップ１１０では、各車輪の車輪速度センサ３３からの信号に基づいて、各車輪の車輪速度Ｖwを算出する。続くステップ１２０では、例えば各車輪速度Ｖwのうちの最大のものに基づいて、所定のガードをかけて推定車体速度Ｖｓを求める。

【００５０】続くステップ１３０では、推定車体速度Ｖｓと各車輪速度Ｖwとに基づいて、下記式（１）より、各車輪毎にスリップ率Ｓwを算出する。

$$Sw=(Vs-Vw)/Vs \qquad \cdots(1)$$

続くステップ１４０では、ストップスイッチ３１がオンか否か、即ちブレーキペダル１が踏み込まれたか否かを判定する。ここで、肯定判断されるとステップ１５０に進み、一方否定判断されると一旦本処理を終了する。

【００５１】ステップ１５０では、制御対象となる車輪におけるスリップ率Ｓwが、所定値以上か否か、即ちアンチスキッド制御を行なうべき状態か否かを判定する。ここで、肯定判断されるとステップ１６０に進み、一方否定判断されると一旦本処理を終了する。

【００５２】ステップ１６０では、アンチスキッド制御を開始する条件が満たされたので、アンチスキッド制御中であることを示すフラグＡＢＳＦを１にセットする。続くステップ１７０では、制御対象の車輪に応じて、それぞれの増圧制御弁１３，１４や減圧制御弁１５，１６を駆動してホイールシリンダ圧を制御する周知のアンチスキッド制御を行ない、一旦本処理を終了する。

【００５３】②次に、本実施例の要部である調整制御について、図４のフローチャートに基づいて説明する。ここでは、車輪スリップ量Ｘｓに基づいて調整制御を行なう例について説明する。図４のステップ２００にて、周知の状態初期設定の処理を行なう。

【００５４】続くステップ２１０にて、各車輪の車輪速度センサ３３からの信号に基づいて、各車輪の車輪速度Ｖwを算出する。尚、この車輪速度Ｖwは、前記ステップ１１０にて求めたものをそのまま使用してもよい。続く

ステップ２２０では、例えば各車輪速度Ｖwのうちの最大のものに基づいて、所定のガードをかけて推定車体速度Ｖｓを求める。尚、この推定車体速度Ｖｓは、前記ステップ１２０にて求めたものをそのまま使用してもよい。

【００５５】続くステップ２３０では、推定車体速度Ｖｓと各車輪速度Ｖwとに基づいて、下記式（２）より、各車輪毎に車輪スリップ量Ｘｓを算出する。

Ｘｓ＝（Ｖｓ－Ｖw）　　　　…（２）

続くステップ２４０では、現在アンチスキッド制御中であるか否かを、前記フラグＡＢＳＦが１であるか否かによって判定し、ここで、アンチスキッド制御中であると判断されると前記ステップ２１０に戻り、一方そうではないと判断されるとステップ２５０に進む。尚、このアンチスキッド制御中であるか否かの判定は省略することも可能である。ステップ２５０では、対象とする車輪が路面限界に近づいているか否かを、前記ステップ２３０で求めた車輪スリップ量Ｘｓが所定の基準値ＫＸｓ以上であるか否かによって判断する。ここで、路面限界に近づいていると判断されるとステップ２６０に進み、一方そうではないと判断されると前記ステップ２１０に戻る。

【００５６】尚、この基準値ＫＸｓは、調整制御を行なうタイミングが、アンチスキッド制御を行なうタイミングより早くなる値に設定しておく。従って、アンチスキッド制御に先だって調整制御が実行されるので、場合によっては、アンチスキッド制御に入らないこともある。

【００５７】ステップ２６０では、前記ステップ２５０にて、当該車輪（以下の説明では右前輪ＦＲを例に挙げて説明する）が路面限界に近づいていると判断されたので、第１の減圧制御弁１５を連通状態にし、管路Ａ１の分岐点Ｂ１を介して第１のホイールシリンダ９等からブレーキ液をリザーバ１７に逃がして、第１のホイールシリンダ圧を低減する。これによって、右前輪ＦＲは、路面限界から遠ざかる。

【００５８】続くステップ２７０では、ポンプ２３を駆動して、リザーバ１７からブレーキ液を汲み上げて分岐点Ｂ３を介して管路Ａ１に供給し、前記ステップ２１０に戻る。このとき、左後輪ＲＬ側の第２の増圧制御弁１４は連通状態であり、且つ第２の減圧制御弁１６は遮断状態であるので、管路Ａ１側に供給されたブレーキ液は管路Ａ１ｂを介して第２のホイールシリンダ１１に供給され、それによって、第２のホイールシリンダ圧が増加するので、左後輪ＲＬの制動力が高まることになる。

【００５９】尚、ポンプ２３により管路Ａ１に供給されたブレーキ液は、第２のホイールシリンダ１１だけでなく第１のホイールシリンダ９にも供給されるが、ブレーキ液は第１のホイールシリンダ９からリザーバ１７に逃がしている状態で、ある程度の圧力差が生じるので、結果として、第１のホイールシリンダ圧は低減し、第２のホイールシリンダ圧は増加する。

【００６０】ｄ）次に、前記調整制御によるブレーキ液圧の変動等の動作を、図５の説明図に基づいて説明する。図５に示す様に、あるタイミング（時点ｔ1）でブレーキペダル１が踏込まれると、車輪にブレーキがかけられて、徐々にマスタシリンダ圧、第１のホイールシリンダ圧、第２のホイールシリンダ圧、及びこの配管系統Ａにおける両車輪の制動力が上昇する。これにともなって、図示しないが、車輪速度Ｖwが低下し、徐々に車輪スリップ量Ｘｓが増大する。

【００６１】そして、例えば右前輪ＦＲにおいて、車輪スリップ量Ｘｓが基準値ＫＸｓを上回ると（時点ｔ2）、第１及び第２の増圧制御弁１３，１４は連通状態で且つ第２の減圧制御弁１６は遮断状態において、第１の減圧制御弁１５のみが駆動されて連通状態とされるので、ブレーキ液は第１のホイールシリンダ９側から流出し、第１のホイールシリンダ圧が急速に低減する。

【００６２】このとき（時点ｔ2）、ポンプ２３が駆動され、リザーバ１７からブレーキ液が管路Ａ１に供給されるので、そのブレーキ液のかなりの量が第２のホイールシリンダ１１に供給されて、第２のホイールシリンダ圧が増加する。従って、両車輪の合計の制動力は、一時的には第１のホイールシリンダ圧の低減によって低下するが、その後第２のホイールシリンダ圧が増加するので、結果として増加することになる。

【００６３】この様に、本実施例では、各車輪の車輪スリップ量Ｘｓを求め、この車輪スリップ量Ｘｓが基準値ＫＸｓ以上となった場合、例えば右前輪ＦＲが路面限界に近づいたとみなして、第１の減圧制御弁１５を駆動して、第１のホイールシリンダ９側からブレーキ液をリザーバ１７に逃がすとともに、ポンプ２３を駆動させて、第２のホイールシリンダ圧を上げている。

【００６４】それによって、右前輪ＦＲは路面限界から遠ざかるので、車輪ロックに陥ることがなく、一方、（まだ路面限界からは遠い）左後輪ＲＬの制動力は高められるので、結果として、車両全体の制動力が高められることになる。また、従来では、この様な場合では、右前輪ＦＲのアンチスキッド制御がすぐに開始されてしまい、その分だけ乗員による操作性が損なわれるが、本実施例では、ブレーキ液を移動させることにより、一旦アンチスキッド制御に入る状態から遠ざかるので、乗員による操作性が高まり、ドライブフィーリングが向上するという利点がある。

【００６５】なお、ここでいうアンチスキッド制御とは、基準値ＫＸｓよりも大きい値に設定されている基準値との比較において、制御対象の車輪がロック傾向であると判断された場合に、ホイールシリンダ圧を十分減圧できるようにマスタシリンダ５からホイールシリンダ９への間のブレーキ液の流動を禁止して、ホイールシリンダ圧を減圧する制御以後を指す。

【００６６】また、マスタシリンダ５からホイールシリンダ９への流動を禁止するアンチスキッド制御では、乗員のペダルフィーリングはポンプ吐出によるキックバック感のみであるが、本実施例における調整制御では、ホイールシリンダ圧の減圧とともにマスタシリンダ圧も低下されるため、ブレーキペダル１の引き込み感があった後に、ポンプ吐出および第２の減圧制御弁１６の遮断によるキックバック感がおこる。すなわち、アンチスキッド制御では減圧時にマスタシリンダ５からホイールシリンダ９へのブレーキ液の流動が禁止されているため、板圧感となり、この状態からポンプ吐出によるキックバックが発生するが、調整制御によるペダル引き込み後のキックバックでは、ブレーキペダル１および乗員の足にペダル引き込みの慣性が働き、キックバック感が小さくなる。よって、このような調整制御では、通常のアンチスキッド制御に比べて乗員のペダルフィーリングを向上できるという効果がある。

【００６７】なお、このような調整制御において、ステップ２６０では第１の減圧制御弁１５の連通遮断を、所定時間（たとえば２０ｍｍ／ｓ）ごとに切換えるようにしてもよい。このようにすれば、ブレーキペダル１の所定以上の入り込みを抑制することができ、ペダルストロークが所定以上となってマスタピストン（マスタシリンダ５内のピストン）が底付きする可能性を極力無くすことができる。なお、このように、例えば第１の減圧制御弁１５のみの連通遮断を所定時間間隔ごとに繰り返す制御を実行している最中においても、スリップ状態が悪化していくようであれば、アンチスキッド制御が実行され、第１，第２の増圧制御弁１３，１４が遮断状態にされ、十分な減圧量を稼ぐことができる。

【００６８】また、ステップ２６０の第１の減圧制御弁１５の連通状態へのセットより、ステップ２７０のポンプ駆動を先に行うようにしてもよい。すなわち、ポンプ駆動には所定のタイムラグが存在することを考慮して、先にポンプ２３を駆動する指令を出力するようにしてもよい。なお、本実施例のように、ポンプ吐出指令よりも先に、例えば第１の減圧制御弁１５の連通指令をおこなっても、現実には指令タイミングに時間的な差がほとんどないため、ブレーキ圧力の制御自体には問題は生じない。

【００６９】更に、本実施例は、車両が直進時又は旋回時に限定されず実施することができる。尚、本実施例では、アンチスキッド制御中であるか否かを判定したが、このアンチスキッド制御の判定を行わずに、つまり、アンチスキッド制御とは別個に、調整制御の判定を行なって、調整制御を実施してもよい。

（第２実施例）次に、第２実施例について説明する。

【００７０】本実施例は、前記第１実施例とは、アンチスキッド制御を行なう構成を備えていない点が大きく異なる。尚、前記第１実施例と同様な部分の説明は省略又は簡略化し、ハード構成において同じものは同一番号を使用する。

ａ）図６に示す様に、本実施例のブレーキ配管の第１の配管系統Ａにおいては、第１及び第２のホイールシリンダ９，１１、第１及び第２の減圧制御弁１５，１６、リザーバ１７、ポンプ２３、チェック弁２５，２７などが配置されている。特に本実施例では、アンチスキッド制御を行わないので、前記第１実施例の増圧制御弁を備えていない。

【００７１】従って、本実施例では、後述する様に、調整制御の場合には、それぞれの減圧制御弁１５，１６が連通状態のときに、ポンプ２３を駆動する制御が行われる。

ｂ）次に、本実施例の調整制御について、図７のフローチャートに基づいて説明する。ここでは、車輪スリップ積算値ＡＸｓを調整制御の判断基準に用いた例を説明する。

【００７２】図８のステップ３００にて、周知の状態初期設定の処理を行なう。続くステップ３１０にて、各車輪の車輪速度センサ３３からの信号に基づいて、各車輪の車輪速度Ｖwを算出する。続くステップ３２０では、例えば各車輪速度Ｖwのうちの最大のものに基づいて、所定のガードをかけて推定車体速度Ｖｓを求める。

【００７３】続くステップ３３０では、推定車体速度Ｖｓと各車輪速度Ｖwとに基づいて、前記式（２）より、各車輪毎に車輪スリップ量Ｘｓを算出する。続くステップ３４０では、車輪スリップ量Ｘｓを積算し、（ストップスイッチ２１がオンとなってからの）車輪スリップ積算値ＡＸｓを算出する。

【００７４】続くステップ３５０では、車輪スリップ積算値ＡＸｓが、当該車輪（例えば右前輪ＦＲ）が路面限界に近づいたことを示す所定の基準値ＫＡＸｓ以上か否かを判定する。ここで肯定判断されるとステップ３６０に進み、一方否定判断されると前記ステップ３１０に戻る。

【００７５】ステップ３６０では、例えば右前輪ＦＲが路面限界に近づいたと判断されたので、第１の減圧制御弁１５を連通状態にする。これにより、ブレーキ液は第１のホイールシリンダ９からリザーバ１７に逃がされるので、第１のホイールシリンダ圧が低減する。これにより、右前輪ＦＲは路面限界から遠ざかる。

【００７６】続くステップ３７０では、ポンプ２３を駆動して、リザーバ１７からブレーキ液を汲み上げて分岐点Ｂ３を介して管路Ａ１に供給し、前記ステップ３１０に戻る。このとき、管路Ａ１側に供給されたブレーキ液は管路Ａ１ａ側に供給されるだけでなく、管路Ａ１ｂを介して第２のホイールシリンダ１１に供給されるが、左後輪ＲＬ側の第２の減圧制御弁１６は遮断状態であるので、第２のホイールシリンダ圧が増加し、それによって、左後輪ＲＬの制動力が高まる。

【００７７】この様に、本実施例では、各車輪の車輪スリップ積算値ＡＸｓを求め、この車輪スリップ積算値ＡＸｓが基準値ＫＡＸｓ以上となった場合に、路面限界に近づいた例えば右前輪ＦＲ側の第１の減圧制御弁１５及びポンプ２３を駆動し、それによって、第１のホイールシリンダ圧を低減するとともに、第２のホイールシリンダ圧を増加させている。

【００７８】従って、本実施例の場合も、前記第１実施例と同様に、その配管系統Ａにおける左右輪の合計の制動力が向上するという効果を奏する。特に本実施例では、調整制御の判断基準として、車輪スリップ積算値ＡＸｓを採用しているので、車輪スリップ量Ｘｓを採用した場合と比較して、その精度が高いという利点がある。

【００７９】尚、本実施例の構成に代えて、第１の減圧制御弁１５と管路Ａ２ａ、もしくは、第２の減圧制御弁１６と管路Ａ２ｂのどちらか一方のみを構成しても効果がある。例えば、第１の減圧制御弁１５と管路Ａ２ａを設けた場合には、左後輪ＲＬの制動力向上と、右前輪ＦＲのロック防止との両立が可能となる。一方、第２の減圧制御弁１６と管路Ａ２ｂを設けた場合には、右前輪ＦＲの制動力向上と、左後輪ＲＬのロック防止と、安定性向上とを実現することが可能である。

（第３実施例）次に、図８～図１２に基づいて、第３実施例について説明する。

【００８０】図8は、本実施例におけるブレーキシステム構成を示すものである。このブレーキシステムは、右前輪ＦＲ－左後輪ＲＬの各ホイールシリンダ４１、４２にて第１の配管系統Ａを構成し、左前輪ＦＬ－右後輪ＲＲの各ホイールシリンダにて図示しない第２の配管系統を構成するダイアゴナル配管のシステムである。

【００８１】このシステムでは、乗員により踏み込み操作されるブレーキペダル４３のペダルストローク或は乗員の踏力を、エンジンのインテークマニホールド負圧等を用いて倍力するバキュームブースタ４４が備えられており、バキュームブースタ４４の出力に応じて、マスタシリンダ４６においてマスタシリンダ圧ＰＭが発生される。尚、ブレーキペダル４３及びマスタシリンダ４６等によりブレーキ液圧発生手段を構成する。

【００８２】前記マスタシリンダ４６は独自のマスタリザーバ４７を備えており、このマスタシリンダ４６からは、第１の配管系統Ａと第２の配管系統が独立して延びている。尚、第１の配管系統Ａと第２の配管系統とは同様の構成を採用することができるため、第２の配管系統の図示及び説明を省略する。

【００８３】第１の配管系統Ａは中途で分岐し、左後輪ＲＬ側の（第２の）ホイールシリンダ４２と接続される管路Ａ１と、右前輪ＦＲ側の（第１の）ホイールシリンダ４１と接続される管路Ａ２とを備えている。第１の配管系統Ａには、点線で囲うアンチスキッド用アクチュエータＢが設けられている。このアンチスキッド用アクチュエータＢは、リザーバ４８から吸引したブレーキ液を管路Ａ２に吐出するように配置されたポンプ４９と、（第１，第２の）増圧制御弁５１，５２及び（第１，第２の）減圧制御弁５３，５４によって構成されている。尚、以下の説明では、ホイールシリンダ４１，４２、増圧制御弁５１，５２及び減圧制御弁５３，５４の第１及び第２の区別は省略する。

【００８４】前記増圧制御弁５１，５２は管路Ａ１，Ａ２にそれぞれ配置され、この増圧制御弁５１，５２の弁体位置は、通用ブレーキ時では図示の連通位置とされている。そして、ＥＣＵ６０（図１１参照）からの制御信号により所定の電力供給源から各増圧制御弁５１，５２が電力供給を受けた際には、各増圧制御弁５１，５２はＯＮ状態となり各弁位置は遮断位置となる。

【００８５】一方、減圧制御弁５３，５４は各ホイールシリンダ４１，４２とリザーバ４８とを結ぶ管路に配置され、各減圧制御弁５３，５４の弁位置は、通常ブレーキ時では図示の遮断位置とされている。これら減圧制御弁５３，５４の弁位置は、電力供給を受けたＯＮ状態において連通位置となる。これら各弁５１，５２，５３，５４は２ポート２位置弁であり、電磁ソレノイドの起磁力により弁体が移動する電磁弁により構成されている。

【００８６】また、管路Ａ２におけるポンプ吐出の接続先よりもマスタシリンダ４６側において、比例制御弁５６が配置されている。この比例制御弁５６は、従来後輪側の管路に配置される周知の構造のものを採用できる。この比例制御弁５６の従来の使われ方は、マスタシリンダ圧ＰＭが所定の折れ点圧力Ｐ以上となった際に、図９の一点破線に示す如く基圧であるマスタシリンダ圧ＰＭを所定減衰比にて減衰してホイールシリンダ４１，４２に流動させるものである。

【００８７】このような作用の比例制御弁５６を、本実施例では、基圧がホイールシリンダ４１側となるように従来と比べて逆接する。即ち、図９の実線にて示すように、マスタシリンダ圧ＰＭ及びホイールシリンダ圧ＰＷが折れ点圧力Ｐ以上である際に、ホイールシリンダ４１側がマスタシリンダ圧ＰＭより高くなればマスタシリンダ４６側に所定の減衰比にて減衰して流動する。比例制御弁５６は、この減衰作用によってホイールシリンダ４１側の圧力をマスタシリンダ圧ＰＭよりも高く保持することが可能である。

【００８８】また、図１０に示すように、ＥＣＵ（電子制御装置）６０は、周知のＣＰＵ６０ａ、ＲＯＭ６０ｂ、ＲＡＭ６０ｃ、入出力部６０ｄ等を備え、ストップスイッチ６１、車輪速度センサ６２、及びステアリング６３（図８参照）の回転角ωを検出するステアリングセンサ６４等からの信号を入力して各種の演算を行なうとともに、増圧制御弁５１，５２、減圧制御弁５３，５４、及びポンプ４９等を駆動するための信号を出力する。

【００８９】次に、図１１のフローチャートに基づいて、ＥＣＵ６０において行われる制御フローについて説明する。図示しないイグニッションスイッチのＯＮ動作等に伴って制御フローがスタートし、ステップ４００において各種フラグ等の状態初期設定を実行する。

【００９０】ステップ４１０では、車輪速度センサ６３からの出力信号に基づいて、各車輪の車輪速度V_Wを演算する。ステップ４２０では、各車輪の車輪速度V_W等に基づいて、車体速度V_Bを演算する。尚、この車体速度V_Bとしては、例えば車輪速度V_Wの最大値を採用してもよいし、前記第１実施例の様に、車輪速度V_Wの最大値に所定のガードをかけた推定車体速度Ｖｓを採用してよい。

【００９１】ステップ４３０では、制御対象輪の車輪加速度dV_Wが演算される。ステップ４４０では、車輪速度V_W及び車体速度V_B等に基づいて、例えば前記式（１）を用いて、現フローの制御対象輪のスリップ率S_Wを演算する。ステップ４５０では、ストップスイッチ６１からの出力信号に基づいて、ストップスイッチ６１がＯＮ状態であるか否かが判定される。ここで否定判断された場合にはステップ４１０に戻り、一方肯定判断された場合にはステップ４６０に進む。

【００９２】ステップ４６０では、制御対象輪のスリップ率S_Wが所定スリップ率ＫＳ（例えば１５～２０％）以上であるか否かが判断される。ここで否定判断された場合にはステップ４１０に戻り、一方肯定判断された場合にはステップ４７０に進む。

【００９３】ステップ４７０では、制御対象輪の車輪加速度dV_Wが正の値であるか否か（０より大きいか否か）が判断される。ここで肯定判断された場合にはステップ４８０に進み、一方否定判断された場合にはステップ４９０に進む。ステップ４８０では、制御対象輪のスリップが復帰傾向にあるとして、車輪の慣性モーメント等を考慮してこの時点からパルス増圧を所定時間もしくは所定パルス数行い、その後ステップ４１０に戻る。

【００９４】尚、パルス増圧とは、例えばホイールシリンダ４２をパルス増圧する際では、減圧制御弁５４がＯＦＦ状態の遮断位置で、増圧制御弁５２への通電を所定時間毎にＯＮ・ＯＦＦして連通・遮断位置を繰り返す制御である。また、パルス増圧の前に圧力を保持するいわゆる保持制御を所定時間行ってもよい。

【００９５】一方、ステップ４９０では、制御対象輪のスリップ状態が過大であるとして、制御対象輪のホイールシリンダにかかるブレーキ液圧を減圧制御し、その後ステップ４１０に戻る。例えば、制御対象輪が右前輪ＦＲであり、この右前輪ＦＲのスリップ状態が過大であれば、アンチスキッド制御において増圧制御弁５１がＯＮされて保持位置となり、減圧制御弁５３がＯＮされて連通位置となる。これにより、ホイールシリンダ４１に加えられていたブレーキ液圧はリザーバ４８に向けて減圧流動する。尚、このステップ４９０においてアンチスキッド制御が開始されるとともにポンプ４９に通電が開始され駆動されはじめ、アンチスキッド制御の終了まで駆動が持続される。

【００９６】次に、図１２及び図１３に基づいて、上述した制御による作用効果について説明する。図１２に示すタイムチャートにおいて、車両制動時の時間t_1において、車輪スリップ率S_Wが所定スリップ率ＫＳ以上となりアンチスキッド制御（ＡＢＳ制御）が開始されると、アンチスキッド制御の制御対象輪が時間t_2まで減圧制御される。この際、前後輪の車輪制動力配分を図１３の一点破線に示すように車両規格として設定されていれば、前輪が先にロック傾向に陥ることとなる。

【００９７】図１３に示す実線は、理想制動力配分線である。即ち、前後輪における車輪制動力の配分がこの配分線上であれば、前後輪が同時にロックする制動力配分である。尚、前輪、後輪の車輪制動力は、同等のブレーキ液圧がホイールシリンダに加えられたとしても、ホイールシリンダ径或はブレーキパッド面積等によって相違するが、ここでは説明を簡略化するために、前後輪の車輪制動力は、前後輪それぞれのホイールシリンダにかかるブレーキ液圧が同等であれば、同様の車輪制動力を発揮することとする。

【００９８】この理想制動力配分線（実線）に対して、通常の車両では、前記図９の一点破線にて示したような比例制御弁の作用を用いて、図１３の一点破線にて示すように前後制動力配分が設定される。即ち、現実的なホイールシリンダ圧ＰＷの範囲において、横軸を前輪制動力（前輪ホイールシリンダ圧ＰＷ）、縦軸を後輪制動力（後輪ホイールシリンダ圧ＰＷ）とすれば、前後輪が発揮する車輪制動力比率が理想制動力配分線よりも下側である前輪先行ロック側に設定される。

【００９９】このような構成では、車両制動時に前輪先行ロックするように前後制動力配分が設定されるようにする。即ち、図１３の一点破線にて示した制動力配分に設定する。この際には右前輪ＦＲがアンチスキッド制御開始されて減圧制御されたら、この減圧分のブレーキ液が後輪側に加えられることとなり、ホイールシリンダ４２のブレーキ液圧はマスタシリンダ圧ＰＭよりも高い第２のブレーキ液圧となる。

【０１００】つまり、図１３における領域βは、理想制動力配分と比較して後輪側の車輪制動力が不足している領域であるが、この領域βにおける後輪の不足分の車輪制動力を前輪の減圧分のブレーキ液量によって補うことができ理想制動力配分に近づけることができる。

（第４実施例）次に図１４に基づいて、第４実施例について説明する。

【０１０１】この図１４に示すブレーキシステムは、第３実施例と同様ダイアゴナル配管にて構成されている。尚、図８に示したブレーキシステムにおける各構成と同

様の作用効果を有するものには同様の符号を付し、説明を略する。また、本実施例のＥＣＵ等の構成及び制御フローは前述の図１０及び図１１にて説明したものと実質的に同様のものが採用できるため説明を略する。

【０１０２】この図１４に示すブレーキシステムでは、マスタシリンダ４６と逆接された比例制御弁５６との間から延びる管路Ａ２が左後輪ＲＬのホイールシリンダ４２に接続されている。また、比例制御弁５６とポンプ４９の吐出口との間から延びる管路Ａ１は右前輪ＦＲのホイールシリンダ４１に接続されている。

【０１０３】この様に、本実施例では、前記第３実施例の図８に示したブレーキシステムとは、比例制御弁５６による保持作用が前後輪で反対に作用するように構成されている。即ち、左後輪ＲＬのホイールシリンダ４２はマスタシリンダ圧のみを受け、右前輪ＦＲのホイールシリンダ４１は、マスタシリンダ圧に加えてホイールシリンダ４２の減圧分のブレーキ液がポンプ４９により吸引吐出された際のブレーキ液量によるブレーキ液圧を享受する。このように比例制御弁５６は前輪側のホイールシリンダ４１にかかるブレーキ液圧をマスタシリンダ圧ＰＭよりも高い第２のブレーキ液圧に保持する保持作用を有するように配置される。

【０１０４】本実施例においては、図１３の点線にて示す前後制動力配分に設定する。この際では、前後輪の車輪制動力が所定以上となるホイールシリンダ圧ＰＷ＝ＫＰ（＝マスタシリンダ圧ＰＭ）の際に後輪側の車輪制動力が前輪側を越える。よって、このブレーキ液圧ＫＰ以上にて車輪制動力が発揮された場合には、路面状況に応じて後輪側が前輪よりも先行ロックする（領域αに相当）。

【０１０５】よって、このような制動力配分設定を車両に行っておけば、所定のマスタシリンダ圧ＰＭ＝ＫＰ以上において、後輪側のホイールシリンダ４２においてアンチスキッド制御が実行され、減圧制御がなされる。この時点を図１２における時間ｔ$_1$とすれば、右前輪ＦＲは時間ｔ$_1$近傍ではアンチスキッド制御が実行されていない状態が想定される。

【０１０６】時間ｔ$_1$からホイールシリンダ４２の減圧制御がなされ、時間ｔ$_2$においてこの輪の車輪加速度ｄＶ$_W$が正の値となったとすると、減圧制御が終了されてパルス増圧が行なわれる。尚、時間ｔ$_1$～ｔ$_2$の間においてホイールシリンダ４１側がアンチスキッド制御されていなければ、ホイールシリンダ４２の減圧分のブレーキ液がリザーバを介してポンプ４９により吸引され、ホイールシリンダ４１に向けて吐出される。この際、元々マスタシリンダ圧ＰＭを備えていたホイールシリンダ４１において減圧分のブレーキ液量が足されるため、マスタシリンダ圧ＰＭよりも高い第２のブレーキ液圧が形成される。この第２のブレーキ液圧は、マスタシリンダ圧が折れ点圧力Ｐ以上であれば比例制御弁５６の作用により保持され、ホイールシリンダ４１の圧力はマスタシリンダ圧ＰＭよりも高くなる。

【０１０７】また、時間ｔ$_2$～ｔ$_3$の間アンチスキッド制御対象輪のホイールシリンダ４２がパルス増圧された後、スリップ状態が所定以上となった時間ｔ$_3$において再度減圧制御がなされる。この際の減圧分のブレーキ液量もアンチスキッド制御がなされていない前輪側のホイールシリンダ４１に吐出され、ホイールシリンダ４１側の第２のブレーキ液圧はさらに高くなる。尚、時間ｔ$_2$～ｔ$_3$までの間においてホイールシリンダ４２がマスタシリンダ圧ＰＭを用いてパルス増圧されている際においても、比例制御弁５６の圧力保持作用が前輪側のホイールシリンダ４１にのみ作用する位置に比例制御弁５６が配置されているため、第２のブレーキ液圧は変わらずに保持される。

【０１０８】このようにして前輪側のホイールシリンダ圧ＰＷが後輪側の減圧制御に応じて第２のブレーキ液圧に順次増大されていくため、たとえ乗員によるブレーキペダル４３の踏み増しがなくても前輪側の車輪制動力を増大でき、制動距離を短縮できる。

【０１０９】また、後輪側の車輪の減圧分のブレーキ液を用いて前輪側のホイールシリンダをマスタシリンダ圧ＰＭより高くすれば、前輪もアンチスキッド制御に入らせることができる可能性が高くなる。更に、後輪側の車輪がアンチスキッド制御に入った際には、実質的にこの後輪は最大の車輪制動力を発揮していることになる。

【０１１０】この際に、前輪側の車輪も減圧分のブレーキ液量によってアンチスキッド制御に入らせることができれば、前輪側も最大の車輪制動力を発揮することができ、前後輪の車輪制動力のバランスを向上することができる。よって、前後輪における車体前後方向の路面反力及びサイドフォースを一定範囲にすることができ、アンダステア、オーバステアを回避し、車体挙動を安定させることができる。

【０１１１】尚、図１３の点線の如く車輪制動力配分を設定した際には、領域αにおいて後輪側のホイールシリンダ圧ＰＷがアンチスキッド制御により減圧されれば前後輪の制動力配分を理想制動力配分線上に極力のせることができ、これによっても制動距離短縮及び車体挙動の安定性の向上が達成される。

【０１１２】また、第２のホイールシリンダ圧を保持する際に前述を比例制御弁５６を用いているが、この比例制御弁５６は、マスタシリンダ圧ＰＭに応じてホイールシリンダ側からマスタシリンダ側へのブレーキ液の流動を機械的にいつでも可能としているため、マスタシリンダ圧ＰＭの変動状態に代表される乗員の操作意思に応じたホイールシリンダ圧制御を余分な制御負担をかけずに実現できるという効果を備える。即ち、乗員によるペダルが戻された際には、これに応動して各ホイールシリンダ圧が機械的に減圧される。

【０１１３】尚、通常では後輪先行ロックは車体の安定性が悪化するため避けられているが、アンチスキッド制御を備えていれば、車体安定性を確保することができるため、図１３の前後制動力配分を設定することができる。

（第５実施例）次に、図１５及び図１６に基づいて第５実施例について説明する。尚、前記図８に示したブレーキシステムにおける各構成と同様の作用効果を有するものには同様の符号を付し、説明を略する。

【０１１４】本実施例では、ホイールシリンダ圧ＰＷがマスタシリンダ圧ＰＭよりも高い第２のブレーキ液圧となった際にマスタシリンダ４６側とホイールシリンダ４１，４２側とのブレーキ液圧の差圧を保持するものとして、比例制御弁の代わりに、連通・遮断の２位置を備える制御弁７１を採用する。

【０１１５】この制御弁７１は、通常ブレーキ状態では弁位置が図示の位置である連通位置にある。そして、この制御弁７１よりもホイールシリンダ４１，４２側のブレーキ配管にポンプ吐出先が接続される。尚、第１の配管系統Ａにおいて、ホイールシリンダ４１側とホイールシリンダ４２側とに分岐する点は、制御弁７１よりもホイールシリンダ４１，４２側に設けられている。

【０１１６】また、制御弁７１と並列に逆止弁７２が設けられ、この逆止弁７２はマスタシリンダ４６側から各ホイールシリンダ４１，４２側へのブレーキ液の流動のみを許容する向きに接続されている。更に、制御弁７１と並列に差圧弁７３が設けられる。この差圧弁４３は、ホイールシリンダ側のブレーキ液圧がマスタシリンダ圧ＰＭよりも所定圧（例えば５０ｋｇｆ／ｃｍ^2）以上高くなった時のみにホイールシリンダ４１，４２側からマスタシリンダ４６側へのブレーキ液の流動を許容するものである。

【０１１７】前記逆止弁７２は、制御弁７１が遮断故障もしくは詰まり等の不具合を生じた時に少なくとも通常ブレーキを補償するものである。また、差圧弁７３は、ホイールシリンダ４１，４２側の管路におけるブレーキ液圧が許容圧を越えた場合に、ブレーキ液をマスタシリンダ４６側に逃がし、管路保護を行うものである。尚、これら逆止弁７２、差圧弁７３は、制御弁７１の性能及び管路耐圧性能等に応じて廃することも可能である。

【０１１８】次に、このような構成のシステムに対する制御フローの一例を図１６のフローチャートに基づいて説明する。図１６に示す様に、制御フローがスタートするとステップ５００からステップ５６０まで、図１１において詳述したと同様の処理を行う。

【０１１９】そして、ステップ５５０においてストップスイッチ６１がＯＮ状態でないと判断された場合、或はステップ５６０においてスリップ率Ｓｗが過大ではないと否定判断された場合には、ステップ６３０に進み、フラグＦにアンチスキッド制御中でないことを示す０をセットする。

【０１２０】その後、ステップ６４０において制御弁７１をＯＦＦする信号を出力する。即ち、制御弁７１を連通位置に維持する。そしてステップ５１０に戻り制御フローを繰り返す。一方、ステップ５６０において肯定判断された場合には、過大なスリップ状態であるとして、ステップ５７０にて、現在の制御対象輪をアンチスキッド制御することを示すフラグＦに１をセットする。

【０１２１】続くステップ５８０では、同一配管系統における現在の制御対象輪でない方のフラグＦが１にセットされているか否かを判断する。例えば現在の制御対象輪が右前輪ＦＲであれば、左後輪ＲＬがアンチスキッド制御が中であるか否かを判断する。そして、ステップ５８０において肯定判断された場合にはステップ６００に進み、一方否定判断された場合にはステップ５９０に進む。

【０１２２】ステップ５９０では、制御弁７１をＯＮして弁位置を遮断位置とし、ステップ６００に進む。ステップ６００では、制御対象輪の車輪加速度ｄＶｗが正の値となったか否かを判断する。ここで肯定判断されるとステップ６１０に進み、一方否定判断されるとステップ６２０に進む。

【０１２３】ステップ６２０では、制御対象輪に対する減圧制御を実行する。一方、ステップ６１０では、制御対象輪に対するパルス増圧制御を所定時間或は所定パルス数実行し、前記ステップ５１０に戻る。尚、パルス増圧によるホイールシリンダ圧の増圧の前に、増圧制御弁及び減圧制御弁共に遮断位置とされる保持制御が所定時間実行されるようにしてもよい。また、パルス増圧の初期出力において、この保持制御と同様の結果となるように制御してもよい。これは制御対象輪のホイールシリンダ圧ＰＷの減圧とポンプ吐出による他輪の増圧とにおいて時間差が生じるため、制御対象輪の減圧制御における増圧制御弁の遮断状態時のみで減圧分の全てのブレーキ液を他輪のホイールシリンダに向けて吐出することができない可能性があるが、制御対象輪の減圧制御後ホイールシリンダ圧を保持するようにすれば、この保持時においても増圧制御弁は遮断状態であるため、ポンプ吸引吐出によるブレーキ液は、非制御対象輪側のホイールシリンダにかかるからである。

【０１２４】このように制御される際にも、上述の第３及び第４実施例と同様の作用効果を得ることができる。尚、この実施例の場合では、前後輪制動力配分は、図１３における点線或は一点破線のどちらに設定しておいても効果を得ることができる。本実施例では、同一配管系統内において現在の制御対象輪でない方の車輪がアンチスキッド制御されていない場合、この車輪が発揮できる車輪制動力に余裕があるため、アンチスキッド制御による減圧分のブレーキ液量によりマスタシリンダ圧ＰＭより高く増圧される。

【０１２５】また、同一配管系統内において現在の制御対象輪でない方の車輪がアンチスキッド制御されていない場合のみ制御弁７１が遮断位置とされ、ホイールシリンダ側の圧力を保持することができる。更に、同一配管系統内の両輪がアンチスキッド制御に入った際には制御弁７１はＯＦＦの状態のままであるため、アンチスキッド制御性能を向上することができる。例えば氷上等の低μ路では、アンチスキッド制御中の増圧制御（パルス増圧）においてホイールシリンダ圧を増圧する基圧が高いと、増圧制御方法いかんによっては直ぐにロック傾向に陥り減圧制御時間が長くなる。この際には制動距離が延びる不具合が考えられるが、本実施例の如く、両輪ともアンチスキッド制御に入った際にマスタシリンダ側とホイールシリンダ側とを遮断する制御弁７１を連通状態にすれば、このような不具合を生じることはない。

（第６実施例）次に、図１７～図２０に基づいて第６実施例について説明する。尚、本実施例の制御フローを実現するブレーキシステム及びその電気的構成の一例として、前記図１５及び図１０において詳述した構成を採用することができる。

【０１２６】図１７に示す様に、制御フローがスタートすると、ステップ７００で状態初期設定を行う。ステップ７１０では、ステアリングセンサ６３からの出力信号に基づいてステアリング角ωを検出する。このステアリング角ωは車輪の切れ角に対応するものとして採用されている。

【０１２７】続くステップ７２０では、マスタシリンダ圧ＰＭを検出する。このマスタシリンダ圧ＰＭは図示しないマスタシリンダ圧センサ等から検出するようにすればよい。尚、マスタシリンダ圧ＰＭと同等のパラメータとしてペダルストローク値ペダル踏力値等を所定のセンサにより検出して代用してもよい。

【０１２８】続くステップ７３０ではマスタシリンダ圧ＰＭが所定圧力ＫＰＭよりも高いか否かが判断される。ここで否定判断された場合にはステップ７１０に戻り、一方肯定判断された場合には、乗員のペダル踏み込みにより所定以上の車両制動状態とされているとしてステップ７４０に進む。

【０１２９】ステップ７４０では、ステアリング角ωの絶対値が所定角Ｋωよりも大きいか否かが判断される。尚、ステアリング角ωの正負の符号により車両旋回方向が判断される。このステップ７４０において否定判断された場合にはステップ７１０に戻り、一方肯定判断された場合には所定以上の旋回状態であるとしてステップ７５０に進む。

【０１３０】ステップ７５０では、所定以上の旋回制動状態であるとして、ポンプ４９の駆動を開始する。尚、所定以上の旋回制動状態としては、例えば乗員のペダル操作による車体挙動操作では車体挙動の自由がきかず、車体挙動が不安定になるような急旋回制動が挙げられる。このポンプ駆動は、ステップ７３０又は７４０において否定判断されるまで、或は車体速度V_Bが所定速度以下となった状態（例えば停止状態）にて駆動解除されるようにしてもよい。

【０１３１】ステップ７６０では、制御弁７１をＯＮして遮断位置とし、マスタシリンダ４６側と各ホイールシリンダ４１，４２側とのブレーキ液の流動を禁止する。ステップ７７０では、ステアリング角ωの正負の符号により判断された旋回方向において内輪側の後輪をパルス減圧する。このパルス減圧は、図１８に示すステアリング角ωと減圧パルス比との関係マップに基づいて制御されるようにしてもよい。即ち、ステアリング角が所定角Ｋωより大きい際に、このステアリング角ωが大きくなるにつれて減圧パルス比を大きくする。尚、減圧パルス比は、車体速度V_B及び車体減速度dV_Bを加えて制御するようにしてもよい。例えば車体減速度ｄＶＢ或は車体速度V_Bが大きくなるにつれて減圧パルス比を大きくする。

【０１３２】尚、減圧パルス比とは、図１９に示すように、単位時間Ｔ１当たりの減圧弁のＯＦＦ（遮断位置）に対するＯＮ（連通位置）状態の比率であり、減圧パルス比＝０％であれば単位時間中ＯＦＦで、減圧パルス比＝１００％であれば単位時間中ＯＮである。

【０１３３】次に、このように制御した際の各ホイールシリンダ圧の時間変化等について図２０に基づいて説明する。図２０に示す様に、時間t_1においてブレーキペダル４３が踏み込まれ、マスタシリンダ圧ＰＭが各ホイールシリンダ４１，４２に加えられはじめる。時間t_2においてステアリング６３が回転されはじめられ、時間t_3においてステアリング角ωが所定角Ｋωよりも大きくなる。そして、時間t_4においてマスタシリンダ圧ＰＭが所定圧力ＫＰＭよりも大きくなったとすれば、制御弁７１がＯＮされ遮断位置とされる。これと同時に旋回内輪側のホイールシリンダ圧が減圧制御され、この減圧分のブレーキ液が旋回外輪側のホイールシリンダに加えられる。よって、この旋回外輪側のブレーキ液圧は一点鎖線で示すマスタシリンダ圧ＰＭよりも高い第２のブレーキ液圧となり、旋回内輪側のブレーキ液圧は一点鎖線で示すマスタシリンダ圧よりも低い圧力となる。

【０１３４】これによって、旋回制動状態に沿つた車輪制動力を各車輪にて発揮できる。即ち、荷重移動によって接地荷重が減少した旋回内輪側にかかるブレーキ液圧が減少され且つ接地荷重が増えた旋回外輪側をマスタシリンダ圧より高くするように、マスタシリンダ圧ＰＭを基準に旋回内外輪ホイールシリンダ圧を増減することによって、各車輪が発揮する前後方向路面反力及びサイドフォースのバランスを全体的に向上することができる。

【０１３５】また、最もアンチスキッド制御に入りやすい旋回内側の後輪に対してアンチスキッド制御による減圧以前にフィードフォワード制御が実現でき、アンチス

キッド制御の実行を遅らせることができる。

（第７実施例）次に、図２１及び図２２に基づいて第７実施例について説明する。この第７実施例における制御フローも前記図１５及び図１０において詳述したブレーキシステム及びその電気的構成を採用することができる。

【０１３６】図２１に示す様に、制御フローがスタートすると、ステップ８００において状態初期設定を行う。続くステップ８１０において車輪速度V_Wを検出する。続くステップ８２０では、車体速度V_Bを演算する。

【０１３７】続くステップ８３０では、図示しないマスタシリンダ圧センサの出力に基づいたマスタシリンダ圧ＰＭを検出する。続くステップ８４０では、車体速度V_Bの時間変化或は図示しない車体前後方向加速度センサからの出力等に基づいて車体減速度ｄV_Bを演算する。続くステップ８５０では、マスタシリンダ圧ＰＭが所定圧力ＫＰＭよりも大きいか否かが判断され、否定判断された場合にはステップ８１０に戻り、一方肯定判断された場合にはステップ８６０に進む。

【０１３８】ステップ８６０では、車体減速度ｄV_Bが所定車体減速度ＫｄV_B（例えば０．３Ｇ）よりも大きいか否かが判断される。この所定車体減速度ＫｄV_Bは、乗員によりある程度大きな車両制動状態が要求されている状態或は車体の前後方向の荷重移動がある程度大きく発生する状態を鑑みて設定するようにしてもよい。このステップ８６０にて否定判断された場合にはステップ８１０に戻り、一方肯定判断された場合にはステップ８７０に進む。

【０１３９】ステップ８７０では、後輪側のホイールシリンダ圧を所定時間パルス減圧する。このパルス減圧比は、例えば図２２に示すように、車体減速度ｄV_Bの大きさに連れて大きくなるように設定しておいてもよい。また、後輪側のパルス減圧の開始と同時にポンプ駆動を実行開始する。このポンプ駆動は、ステップ８５０又は８６０において否定判断されるまで、或は車体速度V_Bが所定速度以下となった状態（例えば停止状態）にて駆動解除されるようにしてもよい。

【０１４０】このような制御が実行された際には、車両の前後方向の荷重移動により、後輪側の接地荷重が低くなった分抜かれたブレーキ液量を用いて、前輪側のブレーキ液圧を第２のブレーキ液圧に増大するフィードフォワード制御を実現できる。また、本発明は前記実施例に限定されるものではなく、本発明の範囲内の各種の態様にて実施できることは勿論である。

【０１４１】（１）例えば前記第１実施例では、調整制御を行なうための判断基準として、車輪スリップ量Ｘｓを採用し、第２実施例では、車輪スリップ積算値ＡＸｓを採用したが、それ以外に下記の手段を採用できる。

①例えば、判断基準として、各車輪のスリップ率を使用することができる。

【０１４２】②例えば、判断基準として、各車輪のホイールシリンダ圧を使用することができる。この場合、Ｗ／Ｃ圧センサ２７によって検出したホイールシリンダ圧が基準値以上となった場合に、車輪が路面限界に近づいたと見なして、調整制御を行なう。

【０１４３】③例えば、判断基準として、車体減速度を使用することができる。例えば、車体減速度が０．５Ｇ以上の様な場合、即ち、高い制動力が付加されている場合に、調整制御（例えば第１の減圧制御弁１５を連通状態にする連通制御）を実行すれば、疑似的なポンピングとなり、対象輪がロック状態に陥ることを遅延することができる。

【０１４４】（２）また、前記第３、４実施例における比例制御弁５６の代わりに、第５実施例における制御弁７１を採用して制御するようにしてもよい。逆に第５実施例における制御弁７１の代わりに第３、４実施例における比例制御弁５６を採用してもよい。

【０１４５】尚、制御弁７１を用いる際には、マスタシリンダ圧ＰＭ或はペダルストロークの減少変化に応じて、制御弁７１のＯＮを解除するようにし、乗員による減圧意思に沿ったホイールシリンダ圧制御を実現するようにしてもよい。

（３）更に、第６実施例における旋回状態の検知をステアリングセンサの代わりに、横加速度センサからの出力に応じて旋回状態を検知するようにしてもよい。

【０１４６】（４）尚、第３～第５実施例と第６及び第７実施例とは任意に組み合わせて制御するようにしてもよい。

（５）前記各実施例では、Ｘ配管を例にとって説明したが、例えば前後配管などの様に、一方の車輪側から他方の車輪側にブレーキ液を移動できる配管であれば、各種の配管に適用できる。例えば、第６実施例を右前輪ＦＲ－左前輪ＦＬ、右後輪ＲＲ－左後輪ＲＬの各配管系統を有する前後配管の車両に適用するようにしてもよい。

【０１４７】（６）上述までの実施例では乗員のブレーキペダルによりバキュームブースタを介して直接的にマスタシリンダ圧ＰＭを発生するシステムに本発明を適用していたが、例えば乗員によるブレーキペダル操作を電気信号に変えて、この電気信号によりブレーキ液圧発生源においてマスタシリンダ圧ＰＭとしてのブレーキ液圧を発生するいわゆるブレーキ・バイ・ワイヤーのシステムに適用してもよい。

【０１４８】（７）また、危険回避等を行う自動ブレーキに適用してもよい。この自動ブレーキの際にはマスタシリンダ圧をバキュームブースタを制御することにより発生させてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図１】　第１実施例のブレーキ配管モデル図である。

【図２】　第１実施例の電気的構成を示すブロック図である。

【図３】　第１実施例のアンチスキッド制御処理を示すフローチャートである。

【図４】　第１実施例の調整制御処理を示すフローチャートである。

【図５】　第１実施例の制御による動作を示す説明図である。

【図６】　第２実施例のブレーキ配管モデル図である。

【図７】　第２実施例の調整制御処理を示すフローチャートである。

【図８】　第３実施例のブレーキ配管モデル図である。

【図９】　第３実施例の比例制御弁の動作を示すグラフである。

【図１０】　第３実施例の電気的構成を示すブロック図である。

【図１１】　第３実施例の制御処理を示すフローチャートである。

【図１２】　第３実施例の制御による状態を示す説明図である。

【図１３】　第３実施例の車輪の制動力配分を示す説明図である。

【図１４】　第４実施例のブレーキ配管モデル図である。

【図１５】　第５実施例のブレーキ配管モデル図である。

【図１６】　第５実施例の制御処理を示すフローチャートである。

【図１７】　第６実施例の制御処理を示すフローチャートである。

【図１８】　第６実施例のステアリング角と減圧パルス＊
＊比との関係を示すグラフである。

【図１９】　第６実施例の減圧制御弁のＯＮ・ＯＦＦの状態を示す説明図である。

【図２０】　第６実施例の制御による状態を示す説明図である。

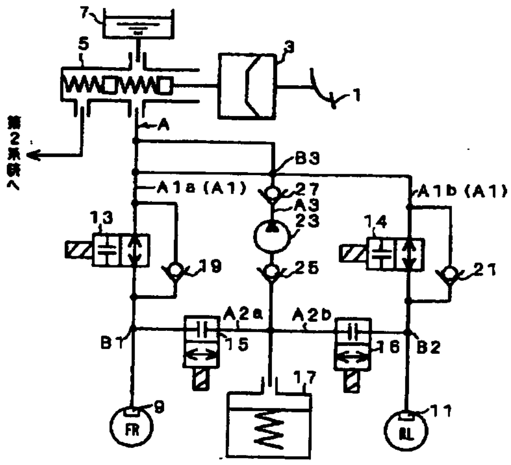
【図２１】　第７実施例の制御処理を示すフローチャートである。

【図２２】　第７実施例の車体減速度と減圧パルス比との関係を示すグラフである。

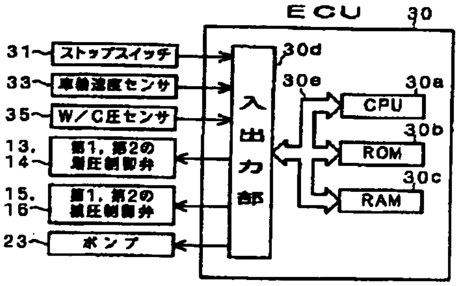
【符号の説明】

１，４３…ブレーキペダル
５，４６…マスタシリンダ
９，４１…第１のホイールシリンダ
１１，４２…第２のホイールシリンダ
１３，５１…第１の増圧制御弁
１４，５２…第２の増圧制御弁
１５，５３…第１の減圧制御弁
１６，５４…第２の減圧制御弁
１７，４８…リザーバ
２３，４９…ポンプ
３０，６０…電子制御装置（ＥＣＵ）
３１，６１…ストップスイッチ
３３，６２…車輪速度センサ
６３…ステアリングセンサ
７１…制御弁
Ａ…第１の配管系統
Ａ１，Ａ１ａ，Ａ１ｂ，Ａ２ａ，Ａ２ｂ，Ａ３…管路
Ｂ１，Ｂ２，Ｂ３…分岐点

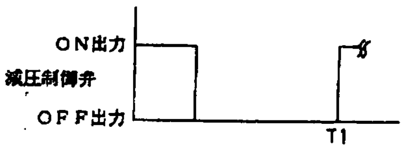
【図１】



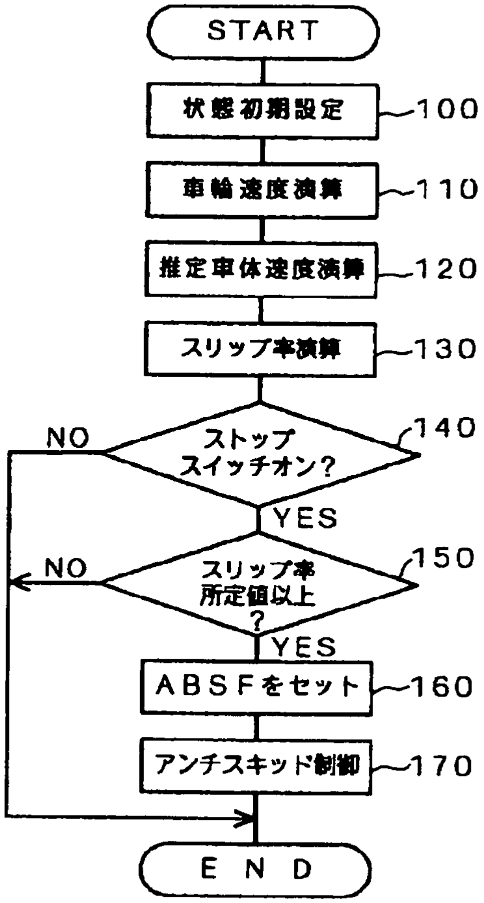
【図２】



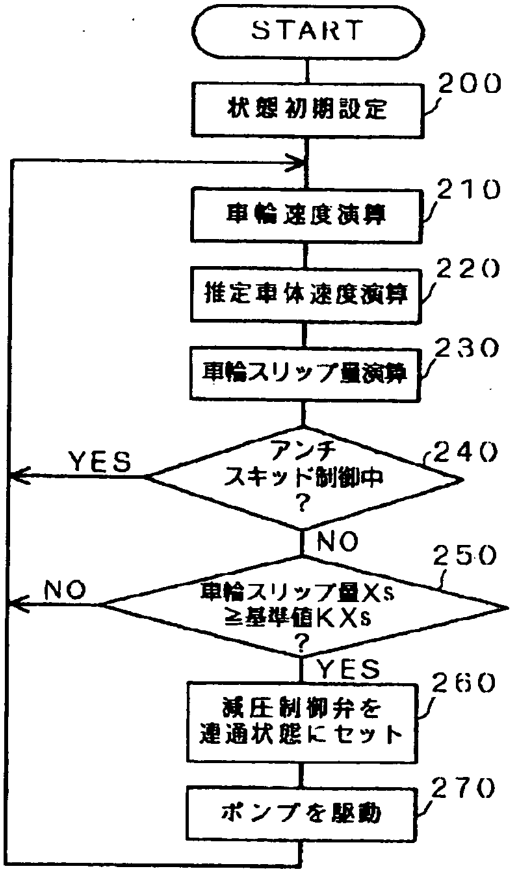
【図１９】



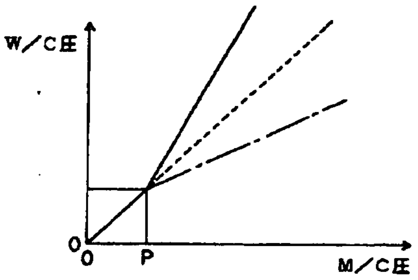
【図３】


START
状態初期設定
100
車輪速度演算
110
推定車体速度演算
120
スリップ率演算
130
ストップスイッチオン？
140
NO
YES
スリップ率所定値以上？
150
NO
YES
ABSFをセット
160
アンチスキッド制御
170
END

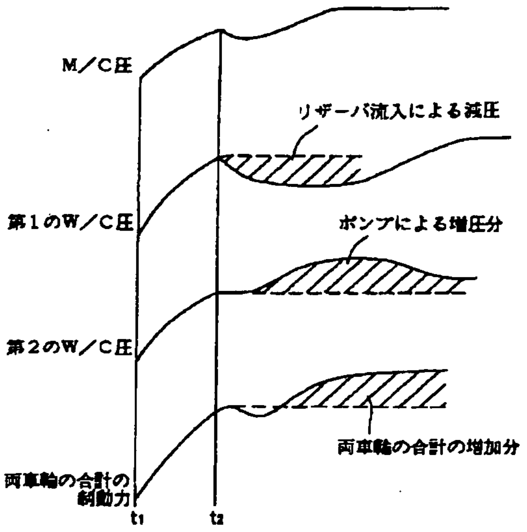
【図４】


START
状態初期設定
200
車輪速度演算
210
推定車体速度演算
220
車輪スリップ量演算
230
アンチスキッド制御中？
240
YES
NO
車輪スリップ量Xs≧基準値KXs？
250
NO
YES
減圧制御弁を連通状態にセット
260
ポンプを駆動
270

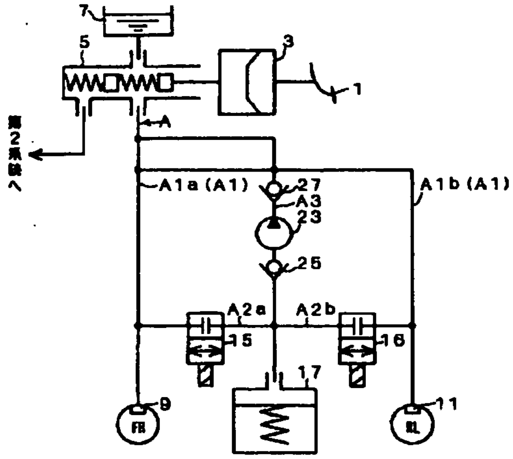
【図９】


W／C圧
0
0
P
M／C圧

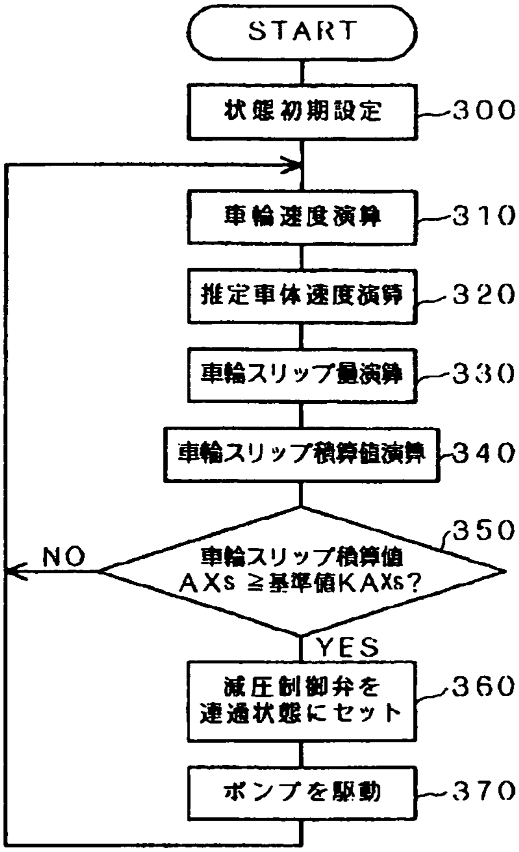
【図５】


M／C圧
リザーバ流入による減圧
第１のW／C圧
ポンプによる増圧分
第２のW／C圧
両車輪の合計の増加分
両車輪の合計の制動力
t1
t2

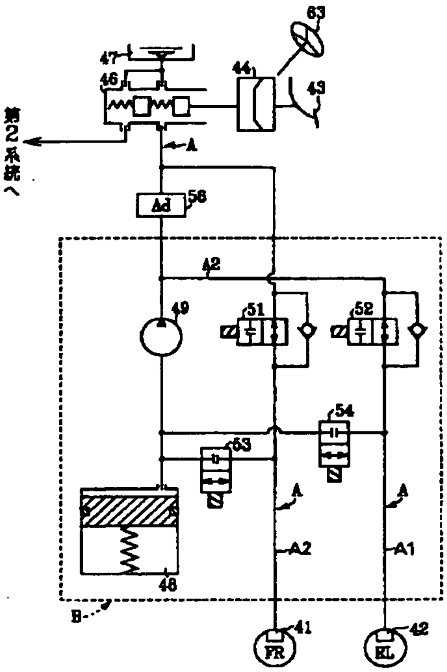
【図６】



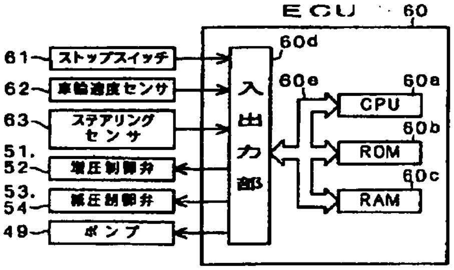
【図７】



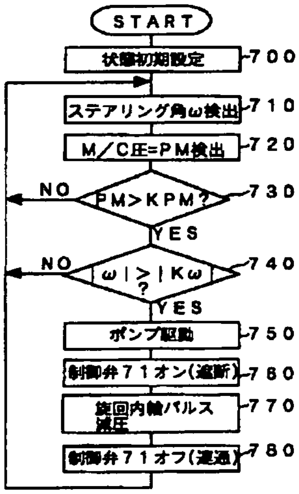
【図８】



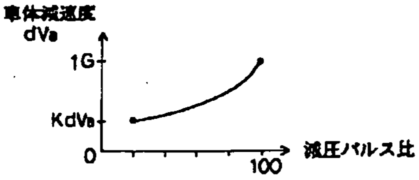
【図１０】



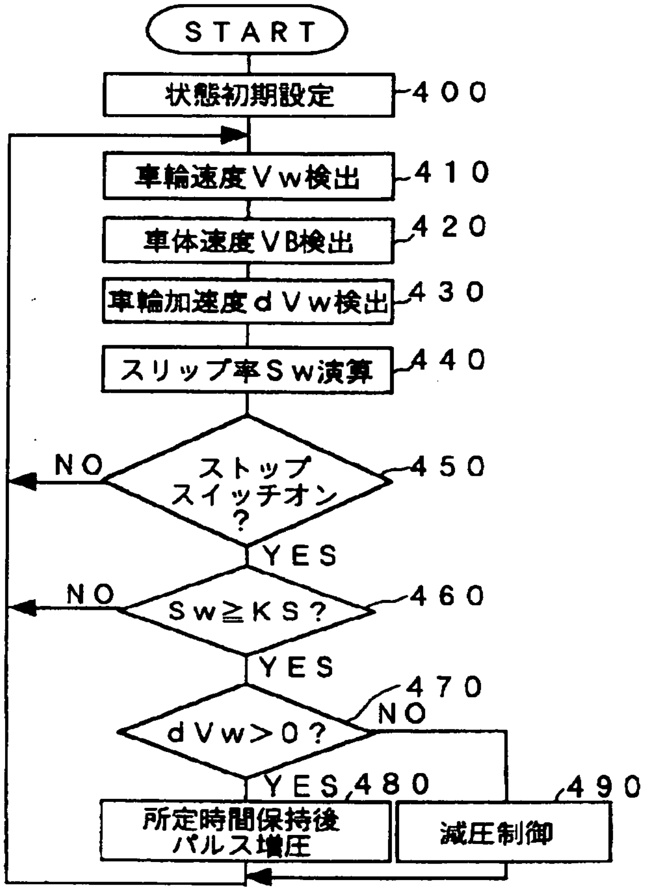
【図１７】



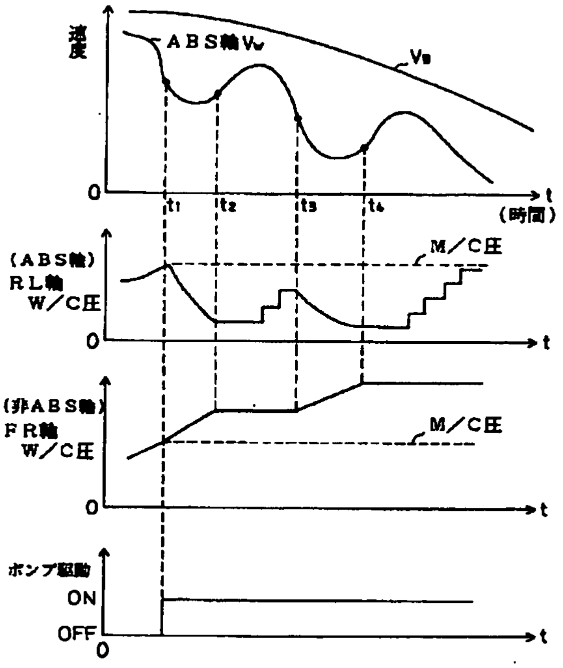
【図２２】



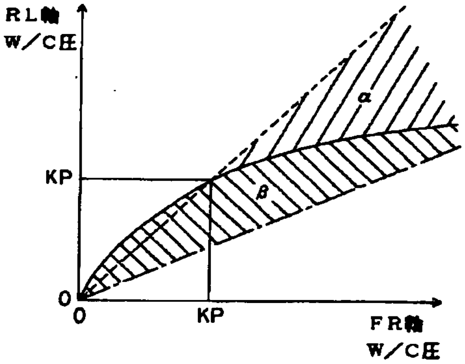
【図11】



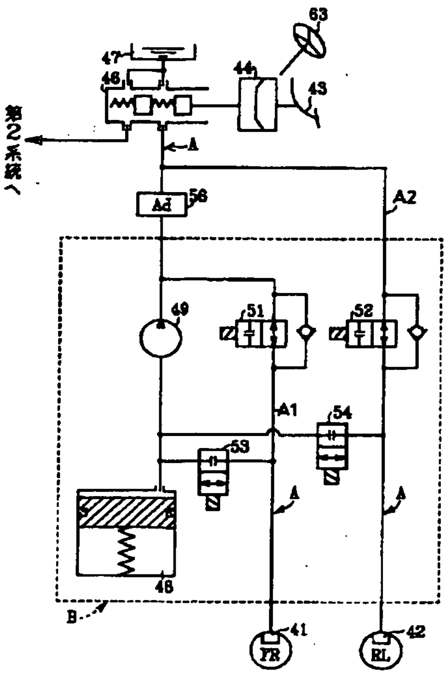
【図12】



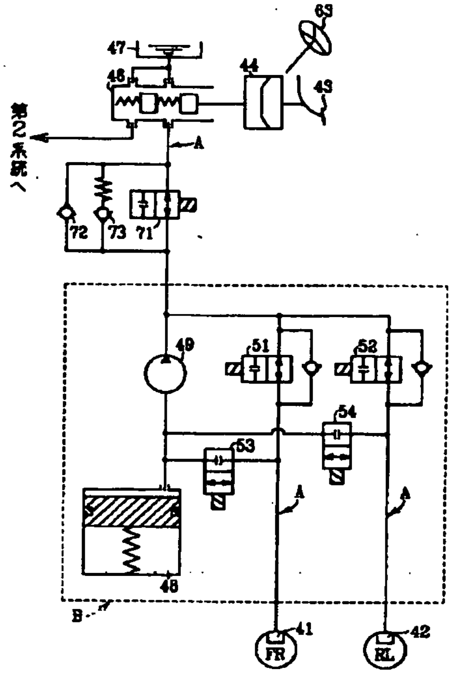
【図13】



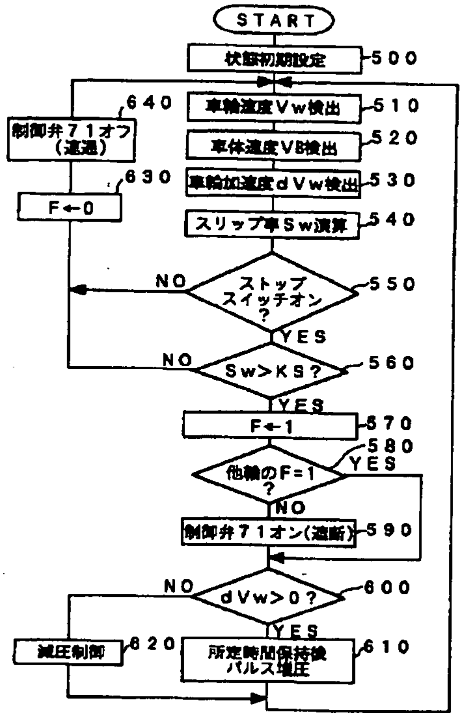
【図14】



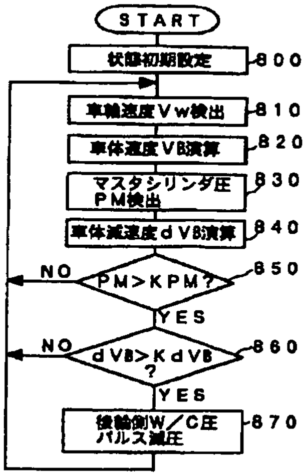
【図15】



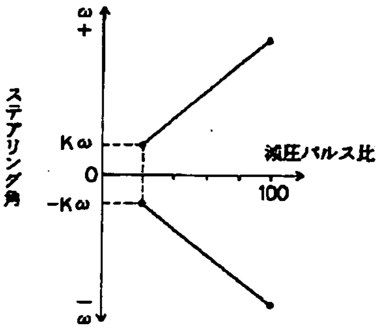
【図16】



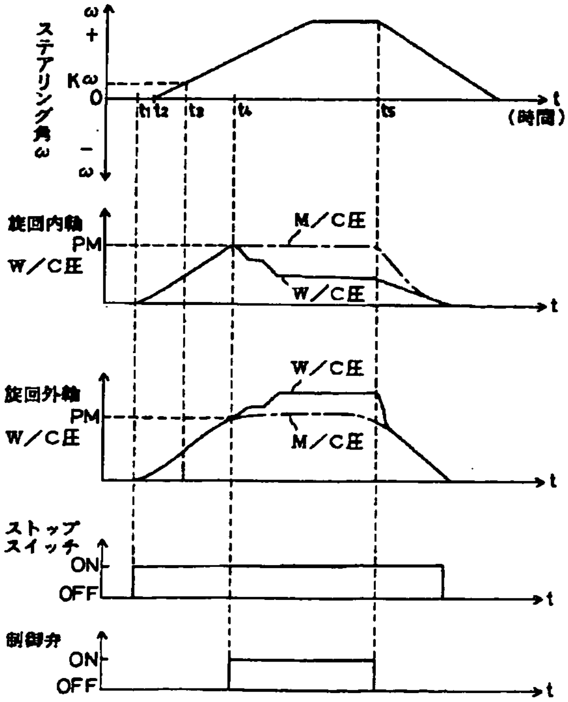
【図21】



【図18】



【図20】



This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☑ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** ______________________

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.
As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.